



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO  
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA ELÉTRICA  
MESTRADO EM ENGENHARIA ELÉTRICA

JOÃO VICTOR DE QUEIROZ

**OTIMIZAÇÃO DO CONTROLADOR FUZZY DE UM SISTEMA DE  
SUSPENSÃO SEMIATIVO COM AMORTECEDOR MAGNETO-  
REOLÓGICO APLICADO A UM PROTÓTIPO OFF-ROAD TIPO BAJA**

MOSSORÓ-RN

2020

JOÃO VICTOR DE QUEIROZ

**OTIMIZAÇÃO DO CONTROLADOR FUZZY DE UM SISTEMA DE  
SUSPENSÃO SEMIATIVO COM AMORTECEDOR MAGNETO-  
REOLÓGICO APLICADO A UM PROTÓTIPO OFF-ROAD TIPO BAJA**

Dissertação de mestrado apresentado ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal Rural do Semi-Árido como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica.

Linha de Pesquisa: Sistemas de Controle e Automação

Orientador: Prof. Dr. Antonio Ronaldo Gomes Garcia- UFERSA

Co-orientador: Prof. Dr. Alex Sandro de Araújo Silva- UFERSA

MOSSORÓ-RN

2020

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

Q3o Queiroz, João Victor de. Otimização do controlador fuzzy de um sistema de suspensão semiativo com amortecedor magnetoreológico aplicado a um protótipo off-road tipo baja / João Victor de Queiroz. - 2020. 83 f. : il.

Orientador: Antonio Ronaldo Gomes Garcia.

Coorientador: Alex Sandro de Araújo Silva.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal Rural do Semi-árido, Programa de Pós-graduação em --Selecione um Curso ou Programa--, 2020.

1. Suspensão Semiativa. 2. Amortecedor MagnetoReológico. 3. Algoritmo do Vagalume. 4. Controlador Fuzzy. 5. Otimização por Enxame de Partículas.. I. Garcia, Antonio Ronaldo Gomes, orient. II. Silva, Alex Sandro de Araújo, coorient. III. Título.

O serviço de Geração Automática de Ficha Catalográfica para Trabalhos de Conclusão de Curso (TCC's) foi desenvolvido pelo Instituto de Ciências Matemáticas e de Computação da Universidade de São Paulo (USP) e gentilmente cedido para o Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal Rural do Semi-Árido (SISBI-UFERSA), sendo customizado pela Superintendência de Tecnologia da Informação e Comunicação (SUTIC) sob orientação dos bibliotecários da instituição para ser adaptado às necessidades dos alunos dos Cursos de Graduação e Programas de Pós-Graduação da Universidade.

JOÃO VICTOR DE QUEIROZ

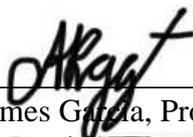
**OTIMIZAÇÃO DO CONTROLADOR FUZZY DE UM SISTEMA DE  
SUSPENSÃO SEMIATIVO COM AMORTECEDOR MAGNETO-  
REOLÓGICO APLICADO A UM PROTÓTIPO OFF-ROAD TIPO BAJA**

Dissertação de mestrado apresentado ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Federal Rural do Semi-Árido como requisito para obtenção do título de Mestre em Engenharia Elétrica.

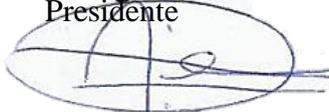
Linha de Pesquisa: Sistemas de Controle e Automação

Defendida em: 20 / 08 / 2020.

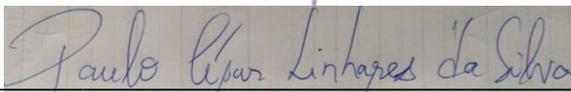
**BANCA EXAMINADORA**



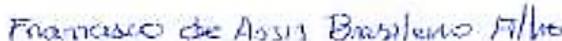
\_\_\_\_\_  
Antonio Ronaldo Gomes Garcia, Prof. Dr. (UFERSA)  
Presidente



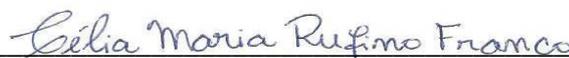
\_\_\_\_\_  
Alex Sandro de Araújo Silva, Prof. Dr. (UFERSA)  
Membro Examinador



\_\_\_\_\_  
Paulo César Linhares da Silva, Prof. Dr. (UFERSA)  
Membro Examinador



\_\_\_\_\_  
Francisco de Assis Brasileiro Filho, Prof. Dr. (UFCEG)  
Membro Examinador



\_\_\_\_\_  
Célia Maria Rufino Franco, Profª Dra. (UFCEG)  
Membro Examinador

*Aos meus pais, José Nicodemos e Mônica Helena, pelo apoio, educação, incentivo e carinho de uma vida toda.*

*A minha esposa Ana Luiza e meu filho Ian Victor, pela compreensão, apoio e sem vocês não teria conseguido.*

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente a Deus, por tudo, e principalmente por ter me dado forças para concluir mais essa etapa da minha vida.

Agradeço aos meus familiares, em especial aos meus pais, José Nicodemos e Mônica Helena; A meu irmão Adolfo Jorge e a minha avó Antônia Safira por sempre serem meus exemplos de vida e ponto de apoio.

Agradeço a minha esposa Ana Luiza e ao meu filho Ian Victor que sem eles não teria conseguido garra para superar as dificuldades enfrentadas.

Agradeço ao Orientador Antonio Ronaldo Gomes Garcia e meu Co-orientador Alex Sandro de Araújo Silva pelas orientações, compreensões e ensinamentos.

Agradeço a Banca Examinadora por podem contribuir com melhorias para esse trabalho.

Agradeço a todos os professores do PPGEE, em especial ao Prof. Humberto Dionísio e Prof. Idalmir por acreditar e incentivar nessa segunda chance.

Agradeço a CAPES pelo apoio financeiro e incentivo a pesquisa.

“Eu tentei 99 vezes e falhei, mas na centésima tentativa eu consegui, nunca desista de seus objetivos mesmo que esses pareçam impossíveis, a próxima tentativa pode ser a vitoriosa.”

Albert Einstein

## RESUMO

Atualmente, o protótipo de veículo off-road do tipo baja e grande maioria dos veículos apresentam sistema de suspensão passivo, que é comprovadamente uma opção confiável e econômica no controle de vibrações veiculares. Porém esse sistema apresenta a desvantagem de seus parâmetros não poderem ser modificados de acordo as condições do terreno. Assim surgiu a utilização do sistema de suspensão ativa, possibilitando a variação dos parâmetros da suspensão em tempo real, entretanto, esse tipo de suspensão demanda de um elevado nível energético e complexidade, gerando uma inviabilidade para algumas aplicações. O sistema de suspensão semiativo, veio solucionar as desvantagens encontradas nos sistemas de suspensão passivo e ativo. Proporciona os benefícios do sistema de suspensão ativo, contudo obtendo um consumo menor de energia, sendo uma opção de controle confiável, eficiente e econômica para solucionar problemas de dirigibilidade e conforto veicular. Este trabalho apresenta o projeto de um controlador fuzzy (FLC – Fuzzy Logic Controller) otimizado pelo algoritmo do vagalume (FA – Firefly Algorithm) e otimização por enxame de partículas (PSO – Particle Swarm Optimization) para um sistema de suspensão semiativo com amortecedor magneto-reológico (MR) aplicado a um protótipo off-road do tipo baja (carro experimental da UFERSA). O modelo matemático do sistema semiativo é baseado no modelo de meio carro com 4 graus de liberdade (DOF – Degrees Of Freedom). Os controles FLC ajustados por FA e PSO, respectivamente, são comparados com um FLC ajustado pelo método heurístico e com o sistema de suspensão sem controle, com amortecedores utilizados no protótipo. O amortecedor MR é controlado por um controlador de estado contínuo (CSC – Continuous State Controller). A otimização por algoritmos evolutivos associada ao FLV melhorou significativamente os parâmetros avaliados tanto para conforto quanto a estabilidade veicular. O FLC-FA provou ser mais eficiente.

**Palavras-chave:** Suspensão Semiativa; Amortecedor Magneto-Reológico; Algoritmo do Vagalume; Controlador Fuzzy; Otimização por Enxame de Partículas.

## ABSTRACT

Currently, the prototype of the off-road vehicle of the baja type and the vast majority of vehicles have a passive suspension system, which is proven to be a reliable and economical option in the control of vehicle vibrations. However, this system has the disadvantage that its parameters cannot be modified according to the conditions of the terrain. Thus, the use of the active suspension system arose, allowing the variation of the suspension parameters in real time, however, this type of suspension demands a high energy level and complexity, generating an infeasibility for some applications. The semi-active suspension system solved the disadvantages found in the passive and active suspension systems. It presents the advantages of the active system, but with a lower energy consumption, showing to be a reliable, and efficient and economical control option to solve problems of driving and vehicle comfort. This work presents the design of a fuzzy logic controller (FLC) optimized by the firefly algorithm (FA) and particle swarm optimization (PSO) for a semi-active suspension system with magneto-rheological (MR) damper applied to an off-road prototype baja type (UFERSA experimental car). The mathematical model of the semi-active system is based on the half car model with 4 degrees of freedom (DOF). The FLC controls adjusted by FA and PSO, respectively, are compared with a FLC adjusted by the heuristic method and with the suspension system without control, with shock absorbers used in the prototype. The MR damper is controlled by a continuous state controller (CSC). Optimization by evolutionary algorithms associated with FLC significantly improved the parameters evaluated for both comfort and vehicle stability. The FLC-FA proved to be more efficient.

**Keywords:** Semi-active suspension; Magneto-Rheological Damper; Firefly algorithm; Fuzzy controller; Particle Swarm Optimization.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema de suspensão semiativo de meio carro com 4 DOF. ....	20
Figura 2 - Amortecedor magneto-reológico. ....	27
Figura 3 - Modelo Bouc-Wen para amortecedor MR .....	28
Figura 4 - Modelo Bouc-Wen modificado para amortecedores MR. ....	30
Figura 5 - Modelo de Dahl para amortecedores MR. ....	32
Figura 6 - Esquema do controlador fuzzy. ....	34
Figura 7 - Tipos de funções de pertinência. ....	35
Figura 8 - Fluxograma do PSO. ....	38
Figura 9 - Pseudocódigo do algoritmo do vagalume .....	41
Figura 10 - Diagrama de blocos utilizado para simulação do amortecedor MR. ....	43
Figura 11 - Diagrama de blocos do modelo de Bouc-Wen modificado. ....	44
Figura 12 - Projeto do FLC ajustado por PSO/FA para uma suspensão semiativa de meio carro com 4 DOF. ....	46
Figura 13 - Funções de pertinência trapezoidais para as variáveis de entrada e saída. ....	47
Figura 14 - Perfil de estrada do tipo lombada. ....	51
Figura 15 - Perfil de estrada senoidal com frequência de 5Hz. ....	51
Figura 16 - Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e tensões elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 1 Hz. ....	52
Figura 17 - Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e tensões elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 2 Hz. ....	53
Figura 18 - Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e tensões elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 5 Hz. ....	53
Figura 19 - Comportamento da força em função do deslocamento do pistão para frequência de 1 Hz. ....	54
Figura 20 - Comportamento da força em função do deslocamento do pistão para frequência de 2 Hz. ....	54
Figura 21 - Comportamento da força em função do deslocamento do pistão para frequência de 5 Hz. ....	55
Figura 22 - Comportamento da força x velocidade do pistão para frequência de 1 Hz. ....	55
Figura 23 - Comportamento da força x velocidade do pistão para frequência de 2 Hz. ....	56
Figura 24 - Comportamento da força x velocidade do pistão para frequência de 5 Hz. ....	56

Figura 25 - Ganhos do FLC ajustado usando o método heurístico para a entrada do tipo lombada. ....	57
Figura 26 - Ganhos do FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos para a estrada do tipo lombada. ....	58
Figura 27 - Performance dos algoritmos evolutivos na redução do MSE da aceleração da massa suspensa para estrada do tipo lombada. ....	58
Figura 28 - Aceleração da massa suspensa para estrada do tipo lombada. ....	59
Figura 29 - Aceleração do ângulo de pitch para estrada do tipo lombada. ....	60
Figura 30 – Espaço de trabalho da suspensão dianteira para estrada do tipo lombada. ....	61
Figura 31 - Espaço de trabalho da suspensão traseira para estrada do tipo lombada. ....	62
Figura 32 - Ganhos do FLC ajustado usando o método heurístico para a entrada do tipo senoidal. ....	63
Figura 33 - Ganhos do FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos para a estrada do tipo senoidal. ....	64
Figura 34 - Performance dos algoritmos evolutivos na redução do MSE da aceleração da massa suspensa para estrada do tipo senoidal. ....	64
Figura 35 - Aceleração da massa suspensa para estrada do tipo senoidal. ....	65
Figura 36 - Aceleração do ângulo de pitch para estrada do tipo senoidal. ....	66
Figura 37 - Espaço de trabalho da suspensão dianteira para estrada do tipo senoidal. ....	67
Figura 38 - Espaço de trabalho da suspensão traseira para estrada do tipo senoidal. ....	68

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Parâmetros do amortecedor MR.....	42
Tabela 2 - Valores dos parâmetros para o modelo de meio carro com 4 DOF. ....	45
Tabela 3 - Base de regras do controlador fuzzy para selecionar a força de amortecimento desejada para o eixo dianteiro. ....	48
Tabela 4 - Base de regras do controlador fuzzy para selecionar a força de amortecimento desejada para o eixo dianteiro. ....	48
Tabela 5 - Parâmetros algoritmo PSO .....	49
Tabela 6 - Parâmetros algoritmo do vagalume .....	49
Tabela 7 - Aceleração da massa suspensa para estrado do tipo lombada.....	59
Tabela 8 - Aceleração do ângulo de pitch para estrado do tipo lombada.....	60
Tabela 9 - Espaço de trabalho da suspensão dianteira para estrado do tipo lombada. ....	61
Tabela 10 - Espaço de trabalho da suspensão traseira para estrado do tipo lombada. ....	62
Tabela 11 - Aceleração da massa suspensa para estrado do tipo senoidal. ....	65
Tabela 12 - Aceleração do ângulo de pitch para estrado do tipo senoidal. ....	66
Tabela 13 - Espaço de trabalho da suspensão dianteira para estrado do tipo senoidal.....	67
Tabela 14 - Espaço de trabalho da suspensão traseira para estrado do tipo senoidal.....	69

## **SIGLAS**

CSC - Continuous State Controller

DOF - Degrees Of Freedom

FA - Firefly Algorithm

FLC - Fuzzy Logic Controller

MR - Magneto-Rheological

PSO - Particle Swarm Optimization

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	15
<b>1.1 Problema</b> .....	15
<b>1.2 Justificativa</b> .....	15
<b>1.3 Objetivos</b> .....	16
1.3.1 Geral .....	16
1.3.2 Específicos.....	17
<b>2 REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	18
<b>2.1 Sistema de Suspensão Semiativo</b> .....	18
2.1.1 Modelo matemático do sistema de suspensão para meio carro semiativo de 4 DOF.....	19
<b>2.2 Amortecedores Magneto-Reológicos</b> .....	26
2.2.1 Modelos Matemáticos Para Amortecedores Magneto-reológicos.....	27
2.2.1.1 Modelo de Bouc-Wen.....	28
2.2.1.2 Modelo de Bouc-Wen modificado .....	30
2.2.1.3 Modelo de Dahl .....	32
2.2.1.4 Modelo de LuGre .....	33
<b>2.3 Controlador Fuzzy</b> .....	33
2.3.1 Fuzzificação.....	34
2.3.2 Inferência .....	35
2.3.3 Defuzzificação .....	36
<b>2.4 Algoritmos evolutivos</b> .....	37
2.4.1 Otimização por enxames de partículas .....	37
2.4.2 Algoritmo do vagalume.....	39
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....	42
<b>3.1 Modelo numérico do amortecedor MR utilizado</b> .....	42
<b>3.2 Projeto do controlador</b> .....	45
3.2.1 Controlador Fuzzy .....	46
3.2.2 Ajuste dos ganhos do controlador fuzzy.....	49
3.2.3 Controle do amortecedor MR .....	50
<b>3.3 Perfis das excitações da estrada</b> .....	50
3.3.1 Perfil lombada .....	50
3.3.2 Perfil senoidal.....	51

<b>4 RESULTADOS .....</b>	<b>52</b>
<b>4.1 Simulação do amortecedor magneto-reológico .....</b>	<b>52</b>
<b>4.2 Perfil lombada.....</b>	<b>57</b>
<b>4.3 Perfil senoidal.....</b>	<b>63</b>
<b>5. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>70</b>
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>72</b>
<b>APÊNDICE A – Otimização por enxame de partículas.....</b>	<b>79</b>
<b>APÊNDICE B – Algoritmo Vagalume.....</b>	<b>81</b>

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Problema

A problemática de se projetar um sistema de suspensão está relacionada com a existência de vários parâmetros de controle com objetivos conflitantes. Pois devem suportar o peso do veículo e isolar sua massa suspensa das perturbações existentes na estrada gerando conforto e, além disso, devem manter o contato entre o pneu e a estrada proporcionando segurança e dirigibilidade (SAVARESI et al., 2010). Em veículos off-road do tipo baja o sistema de suspensão tem que ser projetado para atender tanto o conforto quanto a estabilidade, pois esse tipo de veículo é submetido a vários terrenos e várias provas que avaliam esses requisitos.

Além desse problema, para o controle existe a dificuldade de se trabalhar com modelos físicos mais realistas, devido ao fato do sistema incluir não-linearidades na sua dinâmica.

## 1.2 Justificativa

No projeto de suspensão veicular os critérios de conforto e estabilidade são conflitantes. Veículos com elevado desempenho em dirigibilidade em estradas ruins não é confortável. Para maximizar o conforto de rodagem as forças nos amortecedores devem ser baixas. Porém, para um controle na estabilidade maior as forças de amortecimento devem ser altas (VANNUCCI, 1992).

Na competição estudantil Baja SAE Brasil os alunos precisam construir um protótipo de um veículo Off-Road que será sujeito a provas estáticas e dinâmicas. Nas provas dinâmicas o baja passará por etapas que avaliará tanto o conforto quanto a dirigibilidade.

Além disso, veículos Off-Road estão cada vez mais sendo utilizados como veículos de passeio, necessitando atender tanto a estabilidade do veículo, exigida em estradas mais acidentadas, quanto o conforto para os passageiros.

Para diminuir o desconforto dos passageiros e ao mesmo tempo aumentar a dirigibilidade do veículo em comparação ao sistema convencional de amortecimento, é indispensável à utilização de um sistema de controle. Para que se obtenha um melhor

rendimento no projeto do sistema de controle em relação às excitações das mais diversas estradas.

Atualmente, existem três tipos diferentes de suspensões: sistemas passivos convencionais, sistemas semiativos e sistemas ativos. Ultimamente, os sistemas de suspensão semiativa com amortecedores MR têm despertado grande interesse, pois apresentam muitas vantagens sobre outros tipos de sistemas de suspensão, como simplicidade, ampla faixa dinâmica, baixo consumo de energia, alta resistência e robustez. Em que, uma variedade de métodos de controle foi usada para sistemas de suspensão de veículos, como o controle Skyhook (GUO et al. 2013), controle adaptativo ótimo (WANG, 2018) e controle de feedback adaptativo (PANG et al. 2019). Por outro lado, (OLIVEIRA et al. 2017) realizaram uma análise numérica de controle com base na lógica fuzzy para um sistema de suspensão de veículo semiativo. Entre eles, o controle por lógica fuzzy (FLC – Fuzzy Logic Controller) é uma abordagem que pode ser mais explorada no controle de sistemas de suspensão semiativos de meio carro com amortecedores MR para melhorias adicionais e, portanto, será utilizada neste estudo. O uso de FLC no sistema de suspensão semiativo foi investigado por muitos pesquisadores. No entanto, um dos problemas encontrados com o FLC é que ele possui muitos parâmetros que precisam ser bem definidos. Com relação a esse problema, uma maneira viável de resolvê-lo é interpretar a escala de ganho de cada entrada e saída de sistemas fuzzy como um tipo de informação contextual (KARABOGA, 2009).

Os valores da escala de ganho são uma parte importante que precisa ser bem otimizada. Segundo Li e Zhao (2010) e Qazi et al. (2014), os valores ótimos da escala de ganho FLC podem ser definidos usando vários métodos diferentes de otimização. Assim, para otimizar os melhores valores de parâmetros da escala de ganho, foram utilizados métodos de otimização, algoritmos evolutivos, vagalume (FA) e otimização de enxame de partículas (PSO).

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Geral**

Projetar e analisar um controlador fuzzy otimizado por algoritmo evolutivo para um sistema de suspensão semiativo, usando o modelo de meio carro com 4 graus de liberdade e amortecedores magneto-reológico, para um veículo off-road do tipo baja.

### 1.3.2 Específicos

- Realizar pesquisas bibliográficas para definição do modelo da dinâmica do amortecedor MR, lógica fuzzy e algoritmos evolutivos;
- Realizar a modelagem matemática de um sistema de suspensão de meio carro com 4 graus de liberdade usando o método da energia;
- Projetar o controlador fuzzy com ganhos ajustados por algoritmos evolutivos;
- Analisar o comportamento dinâmico do amortecedor magneto-reológico;
- Analisar o comportamento dos algoritmos evolutivos utilizados.
- Realizar as simulações dos controladores propostos usando a dinâmica dos amortecedores MR;
- Comparar e analisar eficiência, considerando a melhoria do conforto e da dirigibilidade do automóvel, dos resultados obtidos nos controles propostos em relação ao resultado do sistema passivo atual do protótipo, sem controle.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 Sistema de Suspensão Semiativo

Os sistemas de suspensão têm como objetivos absorver choques mecânicos e vibrações, suportar o peso do veículo, reagir a variações de carregamento, e manter contato adequado do pneu com o solo (XUE et al., 2011). Sem o sistema de suspensão, o desconforto gerado aos passageiros seria muito grande, além de diminuir vida útil do veículo devido aos fortes impactos sofridos e transferidos para carroceria causando trincas na estrutura (ECKERT, 2012). Assim, a pesquisa e desenvolvimento dos sistemas de suspensões veiculares vem sendo realizadas, para atender requisitos mais rigorosos de conforto e segurança.

As suspensões convencionais, chamada de suspensões passivas, são compostas de componentes que não necessitam de energia externa para seu funcionamento. Sendo eles um elemento elástico que armazena energia, a mola, e um elemento de amortecimento que dissipa energia, amortecedor, oferecendo uma força dissipativa proporcional e oposta à velocidade de alongamento, e as massas do veículo e da roda. Esse sistema tem várias limitações, pois seus parâmetros são escolhidos e fixados na fase de projeto para atender um determinado nível de compromisso de desempenho conforto e estabilidade do veículo (SAVARESI et al., 2010). Isto incentivou as pesquisas em sistemas de suspensão controláveis.

As suspensões controláveis começaram a ser estudados para atender as limitações do sistema passivo, podendo ser classificadas em duas configurações, a suspensão ativa e a suspensão semiativa. As suspensões ativas são capazes de armazenar, dissipar e introduzir energia no sistema, por meio de atuadores ativos, melhorando o desempenho do veículo tanto em relação ao conforto quanto à segurança. Devido à grande quantidade de componentes, ele apresenta alto custo além do elevado consumo de energia do atuador ativo, necessitando de uma fonte de energia externa. As suspensões semiativas apresentando baixo custo, pois são compostas de elementos passivos não necessitando de uma fonte energia externa adicional. A intensidade da força é controlada por meio da variação do coeficiente de amortecimento, aplicando corrente elétrica com baixa potência e baixos níveis de tensão aos amortecedores.

Assim, o sistema semiativo se comporta como um sistema ativo, quando requer uma dissipação de energia, caso contrário, o sistema passa a ser passivo. Portanto, tornando uma opção confiável, eficiente e econômica para o controle de vibrações em suspensões

veiculares, sendo objeto de estudo e desenvolvimento (PICADO, 1998; YAO et al., 2002; CANALE; MILANESE; NOVARA, 2006; GUGLIELMINO et al., 2008; SAVARESI et al., 2010; POUSSOT-VASSAL et al., 2010; DONG et al., 2010; IEZZO, 2010; CHA et al., 2013; OLIVEIRA, 2015).

### 2.1.1 Modelo matemático do sistema de suspensão para meio carro semiativo de 4 DOF.

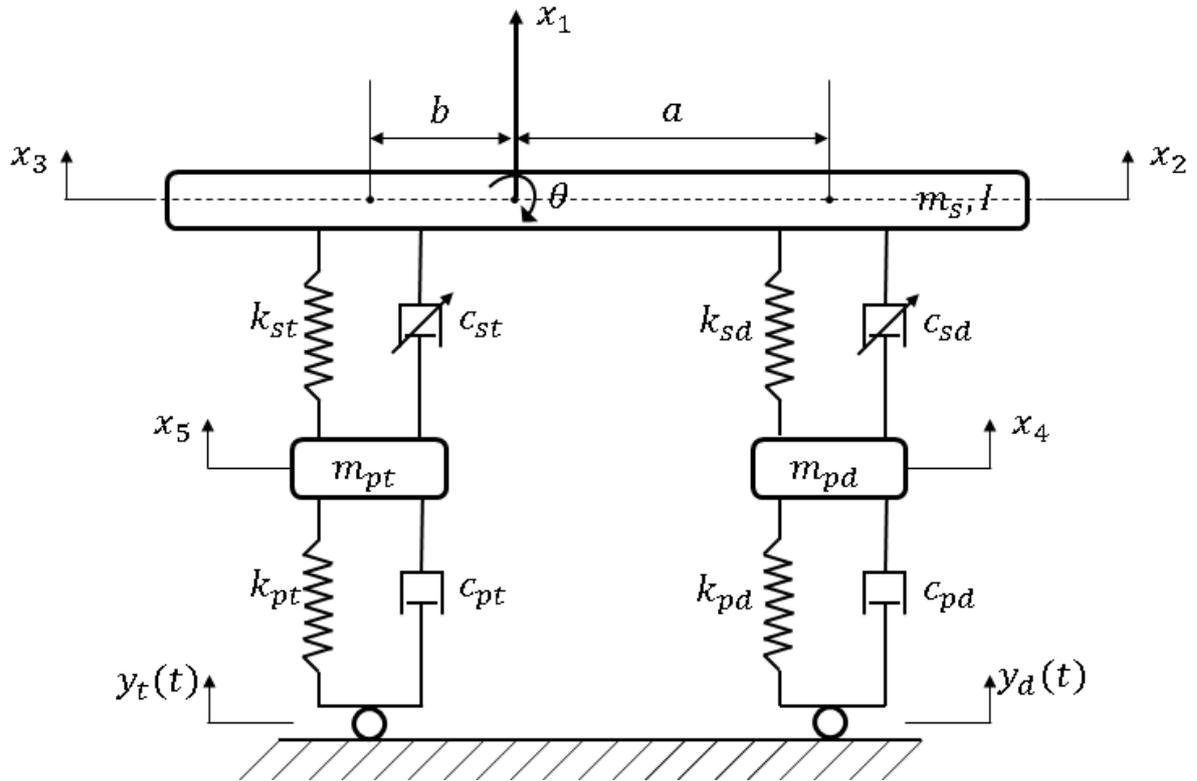
O sistema de suspensão veicular pode ser modelado na forma de um quarto de carro com 2 DOF, meio carro com 4 DOF e carro completo com 7 DOF. O modelo de meio carro com 4 DOF é um pouco mais complexo que o de 2 DOF, mas é capaz de caracterizar a aceleração vertical e a aceleração do ângulo de inclinação, que podem ser usadas para avaliar o conforto do veículo. Assim, o modelo de meio carro é uma melhor escolha em comparação com o modelo de quarto de carro e modelo de carro inteiro (JINCHAO, 2012).

Ao contrário do modelo de quarto de carro que a análise é feita em apenas uma roda, o modelo de meio carro considera duas rodas na análise, isto é, uma roda dianteira e uma traseira. Nesse tipo de modelo, é levado em consideração metade do peso de todo o carro, incluindo o de passageiros. As principais vantagens desse tipo de modelo são: Os movimentos de arfagem do veículo podem ser simulados. Os amortecedores dianteiros e traseiros e as características das molas podem ser modelados de maneira diferente, o que também é diferente no veículo real. Os movimentos do corpo e o efeito do centro de gravidade podem ser simulados.

Segundo Rauh (2003) um modelo matemático deve ser o mais simples possível e, deste modo, diminuir o uso de recursos computacionais em sua simulação, para atender ao estudo proposto. De acordo com Blundell e Harty (2004), modelos de pneus selecionado devem condizer com a aplicação à qual o estudo se propõe. Para estudos de dinâmica vertical, os modelos de pneus são utilizados apenas para transmitir alguma irregularidade da pista para sistema de suspensão do veículo. Nestes casos, os pneus podem ser representados através de uma mola (ou uma mola e um amortecedor trabalhando em paralelo) ligando a pista a cada uma das rodas.

O modelo de suspensão para meio carro consiste em uma massa rígida suspensa suportada em cada extremidade pelos componentes da suspensão dianteira e traseira (molas e amortecedores), que são acoplados nas massas não suspensas da dianteira e da traseira. A Figura 1 mostra o modelo de meio carro com 4 DOF de um sistema de suspensão semiativo.

Figura 1 - Sistema de suspensão semiativo de meio carro com 4 DOF.



Fonte: própria autoria.

Este modelo é utilizado para ter em conta, além dos movimentos verticais, os movimentos de rotação da carroceria e do eixo do veículo (GAO, et al., 2007).

Assumindo o ângulo de pitch  $\theta$  é muito pequeno, obtêm-se as Equações (1) e (2)

$$x_2 = x_1 - \theta a \quad (1)$$

$$x_3 = x_1 + \theta b \quad (2)$$

Em que,  $x_1$  é o deslocamento do centro de gravidade da massa suspensa,  $a$  e  $b$  são as distâncias do centro de gravidade para a suspensão dianteira e as suspensões traseiras,  $x_2$  e  $x_3$  são os deslocamentos da massa suspensa na dianteira e traseira, respectivamente.

Para determinar as equações de movimento, as equações de Lagrange mostrada na Equação (3), também conhecidas como método de energia, foram utilizadas.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (3)$$

Onde,  $Q_i$  é a força generalizada não conservadora correspondente ao  $i$ -ésimo grau de liberdade,  $q_i$  é a coordenada generalizada do sistema correspondente ao  $i$ -ésimo grau de liberdade,  $\dot{q}_i$  é a derivada da coordenada generalizada do sistema correspondente ao  $i$ -ésimo grau de liberdade e  $L$  é o lagrangiano, que está relacionado às energias cinética e potencial, mostradas na Equação (4)

$$L = T - U \quad (4)$$

Sendo,  $T$  é a energia cinética,  $U$  é a energia potencial do sistema. Substituindo a Equação (4) em (3), obtém-se a Equação (5).

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad (5)$$

Essas equações são usadas no sistema de meio carro com 4 DOF. Assim, as coordenadas generalizadas  $q_i$  são substituídas pelas coordenadas mostradas na Equação (6).

$$\begin{aligned} q_1 &= \theta(t) \\ q_2 &= x_1(t) \\ q_3 &= x_4(t) \\ q_4 &= x_5(t) \end{aligned} \quad (6)$$

As equações de energia cinética e energia potencial são desenvolvidas nas Equações (7) e (8), bem como a força dissipativa  $F$  que atua no veículo na Equação (9).

$$T = \frac{1}{2} m_s \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} I \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_{pd} \dot{x}_4^2 + \frac{1}{2} m_{pt} \dot{x}_5^2 \quad (7)$$

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} k_{sd} [x_4 - x_1 - \theta a]^2 + \frac{1}{2} k_{st} [x_5 - x_1 + \theta b]^2 \\ &\quad + \frac{1}{2} k_{pd} (y_d - x_4)^2 + \frac{1}{2} k_{pt} (y_t - x_5)^2 \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} F &= \frac{1}{2} c_{sd} [\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - \dot{\theta} a]^2 + \frac{1}{2} c_{st} [\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + \dot{\theta} b]^2 \\ &\quad + \frac{1}{2} c_{pd} (\dot{y}_d - \dot{x}_4)^2 + \frac{1}{2} c_{pt} (\dot{y}_t - \dot{x}_5)^2 \end{aligned} \quad (9)$$

Onde  $k_{sd}$  e  $k_{st}$  são as constantes de mola equivalentes da suspensão dianteira e traseira,  $x_1$  é o deslocamento do centro de gravidade da massa suspensa,  $a$  e  $b$  são as distâncias do centro de gravidade para a suspensão dianteira e as suspensões traseiras, e  $y_d(t)$  e  $y_t(t)$  são as entradas em função da estrada para a roda dianteira e traseira do sistema.

A equação de Lagrange para  $q_i = q_1 = \theta$  é encontrada através das etapas mostradas nas Equações (10) a (12).

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) = \frac{d}{dt} (I\dot{\theta}) = I\ddot{\theta} \quad (10)$$

$$\frac{\partial U}{\partial \theta} = k_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a) \cdot (-a) + k_{st}(x_5 - x_1 + \theta b) \cdot b \quad (11)$$

$$Q_1 = -\frac{\partial F}{\partial \dot{\theta}} = -[c_{sd}(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - \dot{\theta}a) \cdot (-a) + c_{st}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + \dot{\theta}b) \cdot b] \quad (12)$$

Essas partes calculadas nas Equações (10) a (12) são colocadas na Equação (5) de Lagrange da seguinte forma.

$$\begin{aligned} I\ddot{\theta} + k_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a) \cdot (-a) + k_{st}(x_5 - x_1 + \theta b) \cdot b \\ = -[c_{sd}(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - \dot{\theta}a) \cdot (-a) \\ + c_{st}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + \dot{\theta}b) \cdot b] \end{aligned} \quad (13)$$

As forças geradas pelos amortecedores são escritas segundo as equações (14) e (15).

$$F_{sd} = \begin{cases} c_{sd}(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - \dot{\theta}a), & \text{para suspensão passiva} \\ F_{MRd}, & \text{para suspensão semiativa} \end{cases} \quad (14)$$

$$F_{st} = \begin{cases} c_{st}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + \dot{\theta}b), & \text{para suspensão passiva} \\ F_{MRt}, & \text{para suspensão semiativa} \end{cases} \quad (15)$$

Assim, substituindo as Equações (14) e (15) em (13) obtém-se a Equação (16).

$$\begin{aligned} I\ddot{\theta} - ak_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a) + bk_{st}(x_5 - x_1 + \theta b) \\ = aF_{sd} - bF_{st} \end{aligned} \quad (16)$$

As etapas realizadas nas Equações (10) a (13) para o grau de liberdade  $q_1$ , foi realizado para os demais graus de liberdade.

Assim para  $q_2 = x_1(t)$  obtém-se as Equações (17) a (19):

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = \frac{d}{dt} (m_s \dot{x}_1) = m_s \ddot{x}_1 \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial x_1} &= k_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a). (-1) \\ &+ k_{st}(x_5 - x_1 + \theta b). (-1) \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{aligned} Q_2 &= -\frac{\partial F}{\partial \dot{x}_1} = -[c_{sd}(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - \dot{\theta} a). (-1) \\ &+ c_{st}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + \dot{\theta} b). (-1)] \end{aligned} \quad (19)$$

Substituindo na equação de Lagrange tem-se a Equação (20).

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_1 &+ k_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a). (-1) \\ &+ k_{st}(x_5 - x_1 + \theta b). (-1) \\ &= -[c_{sd}(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - \dot{\theta} a). (-1) \\ &+ c_{st}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + \dot{\theta} b). (-1)] \end{aligned} \quad (20)$$

Substituindo as Equações (14) e (15) em (20) obtém-se a Equação (21).

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_1 - k_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a) - k_{st}(x_5 - x_1 + \theta b) \\ = F_{sd} + F_{st} \end{aligned} \quad (21)$$

Para  $q_3 = x_4(t)$  obtém-se as Equações (22) a (24):

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_4} \right) = \frac{d}{dt} (m_{pd} \dot{x}_4) = m_{pd} \ddot{x}_4 \quad (22)$$

$$\frac{\partial U}{\partial x_4} = k_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a). 1 + k_{pd}(y_d - x_4). (-1) \quad (23)$$

$$\begin{aligned} Q_3 &= -\frac{\partial F}{\partial \dot{x}_4} = -[c_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a). 1 \\ &+ c_{pd}(\dot{y}_d - \dot{x}_4). (-1)] \end{aligned} \quad (24)$$

Substituindo na equação de Lagrange tem-se a Equação (25).

$$\begin{aligned}
 m_{pd}\ddot{x}_4 + k_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a).1 + k_{pd}(y_d - x_4).(-1) \\
 = -[c_{sd}(\dot{x}_4 - \dot{x}_1 - \dot{\theta}a).1 \\
 + c_{pd}(\dot{y}_d - \dot{x}_4).(-1)]
 \end{aligned} \tag{25}$$

Substituindo as Equações (14) e (15) em (25) obtém-se a Equação (26)

$$\begin{aligned}
 m_{pd}\ddot{x}_4 + k_{sd}(x_4 - x_1 - \theta a) - k_{pd}(y_d - x_4) \\
 = -F_{sd} + c_{pd}(\dot{y}_d - \dot{x}_4)
 \end{aligned} \tag{26}$$

E para  $q_4 = x_5(t)$  obtém-se as Equações (27) a (29):

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_5}\right) = \frac{d}{dt}(m_{pt}\dot{x}_5) = m_{pt}\ddot{x}_5 \tag{27}$$

$$\frac{\partial U}{\partial x_5} = k_{st}(x_5 - x_1 + \theta b).1 + k_{pt}(y_t - x_5).(-1) \tag{28}$$

$$\begin{aligned}
 Q_4 = -\frac{\partial F}{\partial \dot{x}_5} = -[c_{st}(x_5 - x_1 + \theta b).1 \\
 + c_{pt}(\dot{y}_t - \dot{x}_5).(-1)]
 \end{aligned} \tag{29}$$

Substituindo na equação de Lagrange tem-se a Equação (30).

$$\begin{aligned}
 m_{pt}\ddot{x}_5 + k_{st}(x_5 - x_1 + \theta b).1 + k_{pt}(y_t - x_5).(-1) \\
 = -[c_{st}(\dot{x}_5 - \dot{x}_1 + \dot{\theta}b).1 \\
 + c_{pt}(\dot{y}_t - \dot{x}_5).(-1)]
 \end{aligned} \tag{30}$$

Substituindo as Equações (14) e (15) em (30) obtém-se a Equação (31)

$$\begin{aligned}
 m_{pt}\ddot{x}_5 + k_{st}(x_5 - x_1 + \theta b) - k_{pt}(y_t - x_5) \\
 = -F_{st} + c_{pt}(\dot{y}_t - \dot{x}_5)
 \end{aligned} \tag{31}$$

Onde,  $m_s$  é a massa suspensa,  $I$  é o momento de inercia de massa,  $m_{pd}$  e  $m_{pt}$  são as massas não suspensa dos eixos dianteiro e traseiro,  $k_{sd}$  e  $k_{st}$  são as constantes de mola da dianteira e traseira,  $c_{sd}$  e  $c_{st}$  são os coeficientes de amortecimento da suspensão passiva dianteira e traseira,  $k_{pd}$  e  $k_{pt}$  são as constantes de mola dos pneus dianteiros e traseiros,  $c_{pd}$  e  $c_{pt}$  são os coeficientes de amortecimento dos pneus dianteiros e traseiros,  $F_{MRd}$  e  $F_{MRt}$  são as forças de amortecimento dos amortecedores MR dianteiro e traseiro,  $a$  e  $b$  são as distância do eixo dianteiro e traseiros ao centro de gravidade (CG) respectivamente.

O espaço de estado para o modelo de meio carro pode ser definido como mostrado na Equação (32)

$$z(t) = Az(t) + Bw(t) + Df(t) \quad (32)$$

Em que,  $z(t) = [z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6, z_7, z_8]^T$  é o vetor de estado,  $w(t) = [y_d(t), y_t(t), \dot{y}_d(t), \dot{y}_t(t)]^T$  é o vetor de distúrbio causada pela estrada e  $f(t) = [F_{MRd}(t), F_{MRt}(t)]^T$  é o vetor de controle,  $A$  é a matriz de estado,  $B$  é a matriz de entrada da perturbação e  $D$  é a matriz de entrada do controle, mostradas nas Equações (33) a (35) respectivamente.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & a \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{sd}}{m_{pd}} & -\frac{k_{pd}}{m_{pd}} & -\frac{c_{pd}}{m_{pd}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & -b \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{k_{st}}{m_{pt}} & -\frac{k_{sd}}{m_{pd}} & -\frac{c_{sd}}{m_{pd}} & 0 & 0 \\ -\frac{k_{sd}}{m_s} & 0 & 0 & -\frac{k_{st}}{m_s} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{ak_{sd}}{I} & 0 & 0 & \frac{bk_{st}}{I} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (33)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{k_{pd}}{m_{pd}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{pt}}{m_{pt}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{c_{pd}}{m_{pd}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{c_{pt}}{m_{pt}} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \quad (34)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -\frac{1}{m_{pd}} & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{m_s} & \frac{a}{I} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{m_{pt}} & \frac{1}{m_s} & -\frac{b}{I} \end{bmatrix}^T \quad (35)$$

As variáveis de estado são definidas de acordo com as variáveis para controlar o sistema de suspensão. Para o modelo de suspensão semiativa, a força controlada do amortecedor MR depende diretamente do deslocamento relativo entre a massa suspensa e não suspensa, bem como, da tensão necessária para controlar a bobina magnética. Assim,  $z_1(t) = (x_4(t) - x_2(t))$  é o espaço de trabalho da suspensão dianteira,  $z_2(t) = x_4(t)$  é o deslocamento da massa não suspensa do eixo dianteiro,  $z_3(t) = \dot{x}_4(t)$  é a velocidade da massa não suspensa do eixo dianteiro,  $z_4(t) = (x_5(t) - x_3(t))$  é o espaço de trabalho da suspensão traseira,  $z_5(t) = x_5(t)$  é o deslocamento da massa não suspensa do eixo traseiro,  $z_6(t) = \dot{x}_5(t)$  é a velocidade da massa não suspensa do eixo traseiro,  $z_7(t) = \dot{x}_1(t)$  é a velocidade vertical da massa suspensa do carro,  $z_8(t) = \dot{\theta}(t)$  é a velocidade angular de pitch da massa suspensa do carro.

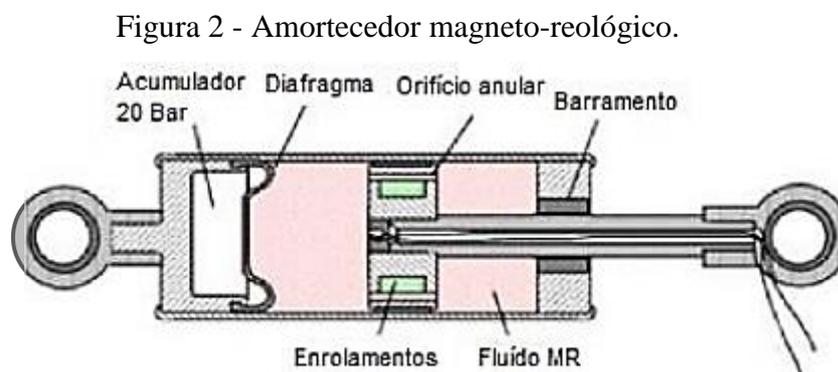
## 2.2 Amortecedores Magneto-Reológicos

Os amortecedores Magneto Reológicos (MR) são diferentes dos amortecedores convencionais apenas pelo fato de possuírem uma bobina, introduzida no pistão, a qual vai gerar o campo magnético, e usarem fluidos magnéticos “inteligentes”, que tem a possibilidade de modificar suas características através da aplicação de um campo magnético, fazendo com que esse fluido mude de líquido viscoso para semi-sólido em milissegundos, conhecidos como fluidos magneto-reológicos.

Com movimento do pistão, o fluido MR flui, de uma câmara para outra, através de uma válvula. O aparecimento de um campo magnético, perpendicular à válvula do

amortecedor, cria uma região de ativação fazendo com que as partículas fiquem alinhadas ao longo do fluxo do campo magnético. O alinhamento das partículas cria uma resistência à passagem do fluido que aumenta com o aumento da intensidade do campo magnético, o que se traduz pela força do amortecedor (LIMA, 2011) (SLEIMAN, 2010). Quando não estão submetidos a um campo magnético, os fluidos MR comportam-se como amortecedores convencionais, possuindo tensão diretamente proporcional à taxa de deformação (KOO, 2003).

Amortecedores MR são caracterizados por atingirem grande força de amortecimento, com baixo consumo de energia e podem ser utilizados em vários tipos de sistemas para controle de vibração. Devido às propriedades magnéticas do fluido MR é possível utilizá-lo como um amortecedor controlado por uma tensão elétrica [V] ou por uma corrente elétrica [A]. Apesar da força dos amortecedores MR ser gerada de forma passiva e apenas serem capazes de dissipar a energia do sistema, a intensidade da força pode ser controlada em tempo real. Isso acontece quando se submete o fluido MR a um campo magnético controlado (LIMA, 2011). A Figura 2 ilustra a estrutura de um amortecedor MR e seus principais componentes.



Fonte: COSTA, 2008.

### 2.2.1 Modelos Matemáticos Para Amortecedores Magneto-reológicos

Descrever matematicamente um amortecedor MR, incluindo os comportamentos não lineares, não é algo trivial. Uma quantidade significativa de modelos matemáticos, fundamentados em descrever diferentes funções, aparecem com o objetivo de representar o comportamento não linear inerente destes dispositivos (SPENCER et al., 1997).

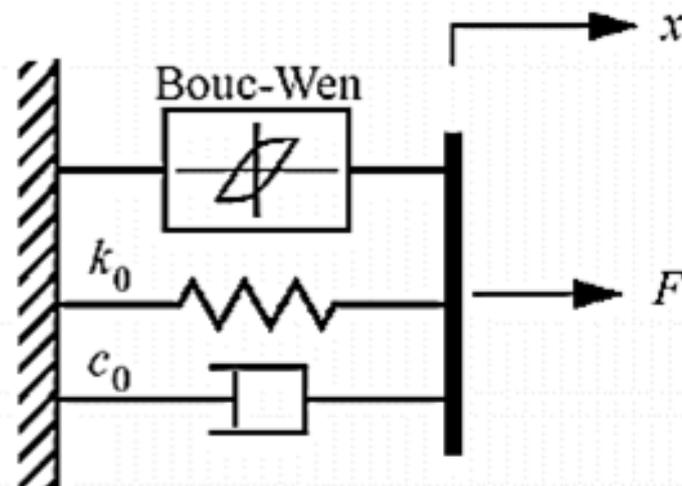
Os amortecedores MR apresentam um comportamento de histerese não linear da relação das propriedades força-velocidade que depende da resposta a excitação e da tensão (corrente) elétrica aplicadas, sendo o efeito da variação de tensão/corrente na largura da histerese relativamente pequena. Além do modelo de Bouc-Wen outros modelos são desenvolvidos por meio de uma aproximação determinística (KWOK et al., 2007).

Os modelos matemáticos que serão expostos a seguir são modelos fenomenológicos frequentemente estabelecidos por meio da combinação de componentes mecânicos simples, como, por exemplo, molas, amortecedores e elementos de atrito. Nestes modelos, são ajustados os parâmetros para que os resultados numéricos se aproximem dos resultados experimentais.

#### 2.2.1.1 Modelo de Bouc-Wen

O modelo de Bouc-Wen é extensivamente usado para modelar sistemas com histerese, representado na Figura 3, foi primeiramente proposto por Bouc em 1967 e popularizado por Wen em 1976. O modelo tem a vantagem de ser simples pois, é necessário somente uma equação diferencial não linear para descrever o comportamento da histerese. Além disso, os coeficientes do sistema linear equivalente são determinados por expressões finitas. Este modelo também apresenta versatilidade ao descrever várias características do comportamento de histerese como degradação de rigidez e força e efeito de compressão, histerese biaxial e assimetria da força de restauração de pico (SONG; DER KIUREGHIAN, 2006).

Figura 3 - Modelo Bouc-Wen para amortecedor MR



Fonte: (SPENCER et al., 1997)

Neste modelo, a força  $F$  do sistema é determinada pela Equação (36):

$$F = c_0 \dot{x} + k_0(x - x_0) + \alpha z \quad (36)$$

sendo  $z$  obtido pela Equação (37):

$$\dot{z} = -\lambda|\dot{x}|z|z|^{n-1} - \gamma\dot{x}|z|^n + \beta\dot{x} \quad (37)$$

Sendo,

- $c_0$  : é o coeficiente de amortecimento viscoso
- $k_0$  : é a rigidez elástica
- $x_0$  : é o deslocamento inicial
- $x$  : é a variável dependente
- $\alpha$  : é um coeficiente de rigidez
- $\lambda, \gamma, \beta$  e  $n$  : são as constantes dependem das características do amortecedor

Ajustando-se os parâmetros do modelo (em especial  $\lambda, \gamma$  e  $\beta$ ), pode-se controlar a linearidade no descarregamento e suavizar a transição na inversão da velocidade (regiões de pré-carga e pós-carga). E a força do acumulador,  $f_0$ , pode ser incorporada diretamente neste modelo acrescentando um deslocamento inicial  $x_0$  na mola linear  $k_0$ .

A tensão de cisalhamento do fluido MR depende diretamente do campo magnético aplicado. Assume-se que  $\alpha$  e  $c_0$  na Equação (36) são funções que dependem de uma tensão elétrica ( $v$ ) aplicada na bobina do amortecedor. As seguintes relações podem ser propostas nas Equações (38) a (40):

$$\alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \quad (38)$$

$$c_0(u) = c_{0a} + c_{0b} u \quad (39)$$

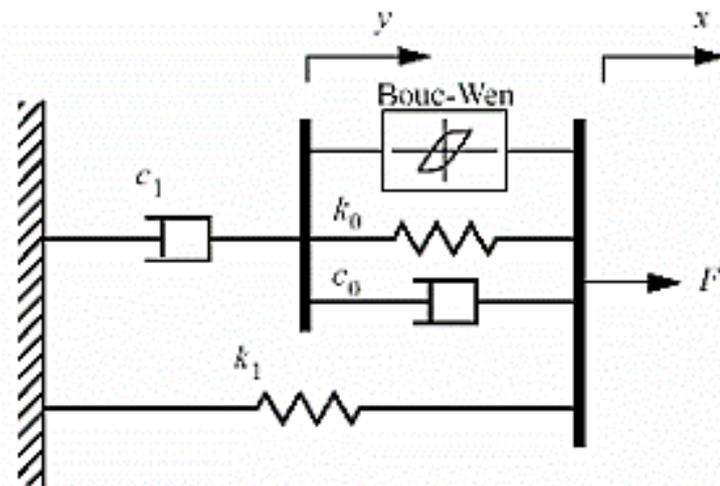
$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (40)$$

As Equações (38) e (39) apresentam parâmetros que são dependentes da variável  $u$  que por sua vez é resultante de um filtro de primeira ordem, mostrado na Equação (40), que representa o retardo da corrente do circuito elétrico em relação à tensão de entrada  $v$ .

### 2.2.1.2 Modelo de Bouc-Wen modificado

Com a intenção de obter modelos que mais se aproximem dos resultados experimentais, uma modificação do modelo de Bouc-Wen foi proposta por Spencer et al. (1996). A proposta consistia em introduzir um amortecedor viscoso e uma mola linear no modelo original de Bouc-Wen. Este modelo é o que mais se adequa para descrever o comportamento de dispositivos que apresentam uma rápida queda da força quando a velocidade do pistão passa por zero. O modelo é ilustrado na Figura 4.

Figura 4 - Modelo Bouc-Wen modificado para amortecedores MR.



Fonte: (SPENCER et al., 1997)

O modelo fenomenológico é descrito pelas Equações (41) a (45):

$$c_1 \dot{y} = \alpha z + k_0(x - y) + c_0(\dot{x} - \dot{y}) \quad (41)$$

A variável de estado  $z$  é descrita pela Equação (42):

$$\dot{z} = -\lambda|\dot{x} - \dot{y}|z|z|^{n-1} - \gamma(\dot{x} - \dot{y})|z|^n + \beta(\dot{x} - \dot{y}) \quad (42)$$

Isolando  $\dot{y}$  na Equação (41), obtêm-se a Equação (43):

$$\dot{y} = \frac{1}{c_0 + c_1} [\alpha z + c_0(\dot{x}) + k_0(x - y)] \quad (43)$$

A força total gerada pelo sistema mostrada na Figura 4 é representada pela Equação (44):

$$F = \alpha z + c_0(\dot{x} - \dot{y}) + k_0(x - y) + k_1(x - x_0) \quad (44)$$

Considerando a Equação (41), a força total pode ser escrita como mostra a Equação (45):

$$F = c_1\dot{y} + k_1(x - x_0) \quad (45)$$

A tensão de cisalhamento do fluido MR depende diretamente do campo magnético aplicado, de modo que se assume que  $\alpha$  e os coeficientes de amortecimento viscoso  $c_0$  e  $c_1$  nas Equações (43) e (44) são funções que dependem de uma tensão elétrica,  $v$ , aplicada na bobina do amortecedor (TUSSET, 2008). As seguintes relações podem ser propostas nas Equações (46) a (48):

$$\alpha(u) = \alpha_a + \alpha_b u \quad (46)$$

$$c_0(u) = c_{0a} + c_{0b} u \quad (47)$$

$$c_1(u) = c_{1a} + c_{1b} u \quad (48)$$

As Equações (46) a (48) apresentam parâmetros dependentes da variável  $u$ , que por sua vez é obtida de um filtro de primeira ordem que representa o retardo da corrente do circuito elétrico em relação à tensão de entrada, dado pela Equação (49)

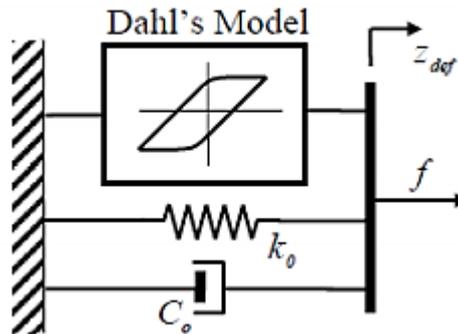
$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (49)$$

Neste modelo,  $v$  é uma tensão elétrica [V],  $\eta$  é um parâmetro de constante de tempo [s<sup>-1</sup>],  $c_{0a}$ ,  $c_{0b}$ ,  $c_{1a}$  e  $c_{1b}$  são coeficientes de amortecimento viscoso [Ns/m],  $\alpha_a$  é um coeficiente de rigidez [N/m], e  $\alpha_b$  um coeficiente de rigidez que depende da tensão elétrica [N/mV]. Os demais parâmetros foram descritos na seção 2.2.1.1 Modelo de Bouc-Wen.

### 2.2.1.3 Modelo de Dahl

O modelo de Dahl é mantido na literatura, pois mostra um bom compromisso entre simplicidade e precisão (DAHL, 1968). Este modelo assim como os anteriores é capaz de representar o efeito histerético nos amortecedores magneto reológicos, e pode ser ilustrado na Figura 5

Figura 5 - Modelo de Dahl para amortecedores MR.



Fonte: MAJDOUB, GIRI E CHAOUI (2013)

Segundo Majdoub, Giri e Chaoui (2013), a força total do amortecedor é dada pela Equação (50):

$$F_{mr} = (C_{0a} + C_{0b}v)\dot{z}_{def} + k_0 z_{def} + (\alpha_a + \alpha_b v)\omega \quad (50)$$

Em que  $\omega$ , pode ser determinado pela Equação (51):

$$\dot{\omega} = \rho(\dot{z}_{def} - |\dot{z}_{def}|\omega) \quad (51)$$

Sendo que:

- $\omega$  : É a variável de estado interna do modelo de Dahl [m];
- $v$  : É a tensão de entrada [V];
- $k_0$  : É a rigidez linear da mola [N/m];
- $\alpha_a$  : É a rigidez de  $\omega$  [N/m];
- $\alpha_b$  : É a rigidez de  $\omega$  influenciada por  $v$  [N/mV];
- $C_{0a}$  : É o coeficiente de amortecimento viscoso [Ns/m];

- $C_{0b}$  : É o coeficiente de amortecimento viscoso influenciado por  $v$  [Ns/mV];
- $\rho$  : É o parâmetro que caracteriza a forma e tamanho do ciclo de histerese.

#### 2.2.1.4 Modelo de LuGre

Este modelo foi criado com a finalidade de corrigir as falhas encontradas no modelo de Dahl (MILANI MARTINS, 2016). A princípio, este modelo era utilizado para modelar o comportamento da fricção, mas após estudos feitos por Jimenez e Alvarez-Icaza (2004) e Padthe e Bernstein (2006), este modelo mostrou capacidade de descrever o comportamento não linear da histerese. A força realizada pelo amortecedor MR pode ser observada através da Equação (52):

$$F_{mr} = \sigma_a z + \sigma_0 z v + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{x} + \sigma_b \dot{x} v \quad (52)$$

Em que:

- $F_{mr}$  : É a força total aplicada pelo amortecedor magneto-reológico [N];
- $v$  : É a tensão elétrica aplicada na bobina de excitação de campo magnético do amortecedor [V];
- $z$  : É a variável responsável pela representação da histerese;

A variável  $z$ , é determinada pela Equação (53):

$$\dot{z} = (x_2 - x_4) - \sigma_0 a_0 |x_2 - x_4| z \quad (53)$$

Os parâmetros a seguir são apresentados com mais detalhe em Jimenez e Alvarez-Icaza (2004):  $a_0 [v/N]$ ,  $\sigma_0 [N/mV]$ ,  $\sigma_1 [Ns/m]$ ,  $\sigma_2 [Ns/m]$ ,  $\sigma_a [N/m]$ ,  $\sigma_b [Ns/mV]$ .

Segundo Astrom e Canudas-De (2008), uma das vantagens da utilização deste modelo é o número de parâmetros reduzidos quando comparados com outros modelos.

## 2.3 Controlador Fuzzy

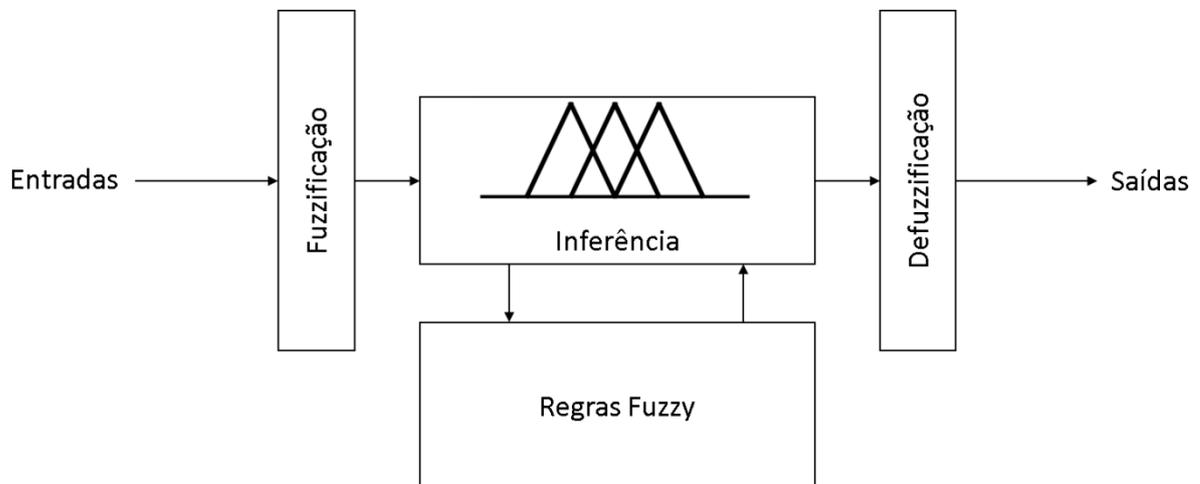
A lógica Fuzzy foi idealizada por Latfi Zadeh em 1965, quando publicou um artigo apresentando o conceito de conjunto Fuzzy. Segundo Gomide e Gudwin (1994), a lógica Fuzzy é usado no desenvolvimento de métodos de modelagem e controle que auxilia na

redução da complexidade e na solução de problemas de controle não resolvidos pelas técnicas clássicas de controle. Pois a lógica fuzzy tende a aproximar suas decisões a uma decisão humana, diferente da lógica booleana onde as respostas são dadas pelos extremos como 0 ou 1, “sim” ou “não”, “verdadeiro” ou “falso”, a lógica fuzzy trabalha com diversas possibilidades dentro desses extremos, usando variáveis linguísticas como “talvez”, “muito”, “pouco” entre outras que se assemelham as decisões humanas.

O controlador fuzzy dentro de um sistema em malha fechada compara os dados de saída  $y(t)$ , com as entradas de referência  $r(t)$ , e toma decisões  $u(t)$  para garantir o desempenho do objetivo desejado, sendo assim, considerado como um tomador de decisões artificiais. (PASSINO e YURKOVICH, 1998).

Normalmente, o controlador fuzzy é composto por três partes: A fuzzyficação que transforma os dados de entrada em informações que possam ser interpretadas pela inferência; A inferência que procura a melhor decisão para controlar o sistema, analisando e aplicando o conhecimento obtido pela base de regras; A defuzzyficação que converte as decisões tomadas pela inferência dados apropriados para o sistema. O esquema do controlador fuzzy é mostrado na Figura 6.

Figura 6 - Esquema do controlador fuzzy.



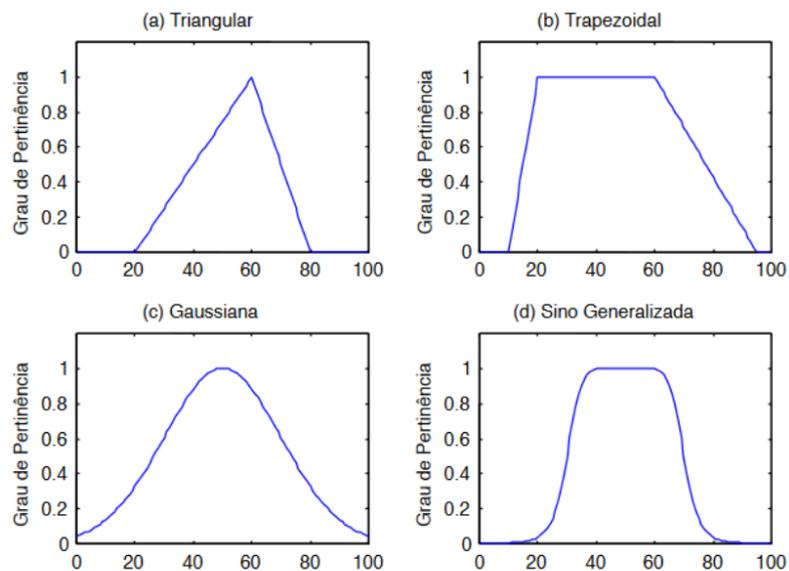
Fonte: própria autoria.

### 2.3.1 Fuzzificação

A Fuzzificação, também chamada de codificação, é a primeira etapa do processo onde irá transformar os valores reais de entrada, geralmente obtidos por sensores, em valores fuzzy.

Para realizar essa transformação de variáveis na fuzzificação, usa-se as funções de pertinência que são responsáveis por definir o grau de pertinência de cada entrada. O grau de pertinência em logica fuzzy varia de 0 a 1, fazendo com que o elemento possa pertencer de 0 a 100% a um conjunto. Vários os tipos de função pertinência, porém, as mais comuns são as triangulares, as trapezoidais, as gaussianas e as sino generalizadas, como mostradas na Figura 7.

Figura 7 - Tipos de funções de pertinência.



Fonte: Neto (2020).

### 2.3.2 Inferência

Após realizado o processo de fuzzificação das variáveis, a inferência fuzzy é a próxima etapa a ser concluída. Aqui fará a relação entre os elementos de entrada e os elementos de saída do sistema, por meio da base de regras atribuída inferência fuzzy. Essa base de regras é elaborada com o auxílio de um sobre a dinâmica do sistema que está sendo controlado, ele deve transferir a sua experiência profissional através de um conjunto de regras, tentando atender ao máximo as eventualidades que possa vir a surgir no sistema.

As regras são elaboradas utilizando sentenças linguísticas baseadas nos conjuntos de termos de cada variável linguística de entrada e saída, usando estruturas condicional SE-ENTÃO como, por exemplo:

**SE** “Erro” é “Negativo” **E** “Derivada do Erro” é “Zero” **ENTÃO** “Força” é “Pequena”

Os termos “Erro” e “Derivada do Erro” representam as variáveis linguísticas de entrada, “Força” é uma variável linguística de saída e os termos “Negativo”, “Zero” e “Pequena” são os elementos destas variáveis, os quais são representados por funções de pertinência.

Existem vários modelos de inferência Fuzzy, os mais conhecidos são o método de Mamdani, que quando utilizado o conectivo “E” no conjunto de regras, a combinação das entradas é realizada utilizando o operador mínimo (Min), obtendo o menor valor como saída, já quando utilizado o conectivo “OU” no conjunto de regras, a combinação das entradas é realizada pelo operador máximo (Max), onde o maior valor é obtido para a saída, e Takagi-Sugeno que em seu modelo dispensa a utilização de um método para defuzzificação, pois sua saída já é uma função que gera um valor reais. (FRANCELINE, 2020).

### 2.3.3 Defuzzificação

A última etapa do processo do controlador fuzzy é a defuzzificação, também conhecida como decodificação, pois a mesma faz o processo inverso da fuzzificação, transformando valores fuzzy em valores reais, que serão aplicados no controle. Os métodos de defuzzificação mais conhecidos são o do Centróide, Critério Máximo, Média do Máximo e Maior do Máximo.

O método do centróide é o mais utilizado na defuzzificação, também é conhecido como centro de gravidade, nele calcula o centro geométrico da área gráfica resultante gerada pelo processo de inferência. Pode ser encontrado usando a Equação (54).

$$u = \frac{\sum_{i=1}^N u_i A_i}{\sum_{i=1}^N A_i} \quad (54)$$

Onde  $A_i$  é área de uma função de pertinência  $i$ ,  $u_i$  é a posição do centróide da função de pertinência  $i$ , e  $N$  é o número de funções de pertinência da variável linguística.

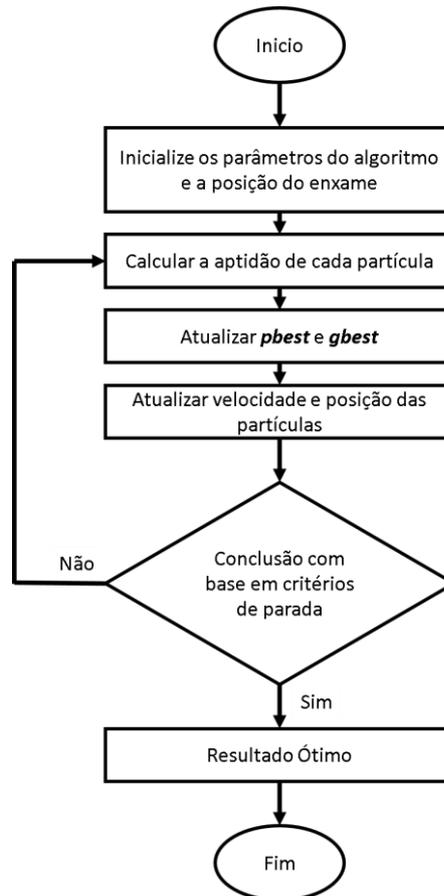
## 2.4 Algoritmos evolutivos

### 2.4.1 Otimização por enxames de partículas

O algoritmo PSO foi inspirado na natureza pelo comportamento da movimentação dos bandos de pássaros e cardumes de peixes na busca de alimentos em potencial. A partir dessa observação, Kennedy e Eberhart (1995) desenvolveram esse algoritmo para otimizar um problema computacional, aperfeiçoando a solução candidata. A otimização por PSO ocorre a partir da aprendizagem do grupo (cooperação) e da aprendizagem individual (competição) entre os indivíduos do bando. As características de cooperação e de competição norteiam o algoritmo PSO na varredura do espaço de busca (ENGELBRETCH, 2005). O principal objetivo do algoritmo PSO é pesquisar e encontrar a melhor solução potencial para uma função objetivo conhecida.

A Figura 8 ilustra o fluxograma do algoritmo PSO. Onde a geração inicial do enxame de partículas é feita de forma aleatória, as posições das partículas representam possíveis soluções para o problema, a função objetivo é usada para calcular a aptidão de cada partícula, e a velocidade representa o peso do direcionamento para o deslocamento de cada partícula. Assim, para encontrar a melhor posição das partículas do enxame, a cada iteração, a posição da partícula é modificada alterando sua velocidade com base na melhor posição que visitou até o momento (pbest) e na melhor posição visitada por todo o enxame (gbest).

Figura 8 - Fluxograma do PSO



Fonte: própria autoria.

O movimento das partículas é baseado em duas equações fundamentais, conhecidas como velocidade e posição de atualização. As respectivas equações para atualização são descritas matematicamente nas Equações (55) e (56):

$$v_{id}(t + 1) = wv_{id}(t) + c_1r_1(pbest_{id}(t) - x_{id}(t)) + c_2r_2(gbest(t) - x_{id}(t)) \quad (55)$$

$$x_{id}(t + 1) = x_{id}(t) + v_{id}(t + 1) \quad (56)$$

Onde  $v_{id}$  é a velocidade atual da partícula,  $x_{id}$  é a posição atual da partícula,  $pbest_{id}$  é a melhor posição visitada até o momento,  $gbest(t)$  é a melhor posição visitada por todo enxame,  $w$  é o peso da inércia,  $c_1$  e  $c_2$  são constantes de aceleração e  $r_1$  e  $r_2$  são números aleatórios.

Na Equação (55) a velocidade é o somatório de três termos:

- (i) Velocidade Prévia: é uma memória da direção de deslocamento serve para evitar drásticas mudanças de direção;

- (ii) Componente Cognitivo: coloca o indivíduo na direção da melhor posição já descoberta, até o momento, pela própria partícula; é à memória individual da melhor posição para a partícula;
- (iii) Componente Social: direciona o indivíduo para a melhor posição já localizada pelo grupo, até o momento.

As constantes  $c_1$  e  $c_2$  são chamadas de constantes de confiança, que podem definir a importância da componente cognitiva e componente social, respectivamente. Segundo Kennedy e Eberhart (1995) deve-se utilizar valores próximo de 2 para esses parâmetros. O parâmetro de inércia  $w$  permitiu o ajuste referente à busca global ou local (SILVEIRA *et al.*, 2009). Sendo que quanto mais perto de 1.0, mais global será a busca. Os valores randômicos ( $r_1$  e  $r_2$ ) fazem com que o PSO possa varrer eficientemente o espaço de busca (ENGELBRECHT, 2005).

#### 2.4.2 Algoritmo do vagalume.

O algoritmo do vagalume tornou-se um método importante amplamente utilizado nas mais diversas aplicações, sendo desenhado por Yang (2009) para observar o comportamento piscar de vagalumes na natureza.

A noção principal de vagalumes é que cada espécie produz um padrão de flash diferente de outras espécies, e a principal função de seus flashes é atrair outros vaga-lumes, mas também enviar informações entre os vaga-lumes (FISTER *et al.* 2013).

Algumas simplificações foram criadas para o comportamento do vaga-lume. A primeira é que os vaga-lumes são unissex, então um vagalume é atraído por outros vagalumes, independentemente do sexo. A segunda é que a atratividade é proporcional ao brilho e ambas diminuem com o aumento da distância. Portanto, o movimento dos vaga-lumes é menos brilhante em relação ao vagalume mais brilhante. Se não houver vagalume especialmente brilhante, o movimento é aleatório. O terceiro é que a simplificação do brilho do vagalume é calculada pelo valor da função objetivo (PAL *et al.*, 2012).

Assim, usando as segundas simplificações, é possível calcular a intensidade da emissão de luz do vaga-lume em relação à distância pela Equação (57)

$$I(r) = I_0 e^{-\gamma r^2} \quad (57)$$

Onde  $I_0$  é a intensidade da luz emitida e  $\gamma$  é o parâmetro de absorção de luz pelo ambiente (GOMES e RODRIGUES, 2011).

As três principais equações do algoritmo FA são atratividade, distância e movimento entre vagalumes, e são calculadas de acordo com Yang (2009) pelas Equações de (58) a (59)

$$\beta(r) = \beta_0 e^{-\gamma r^m}, \text{ com } m \geq 1 \quad (58)$$

Onde  $r$  é a distância entre dois vagalumes,  $\beta_0$  é a atratividade inicial em e  $\gamma$  é o coeficiente de absorção de luz. A distância entre dois vagalumes  $i$  e  $j$ , nas posições  $x_i$  e  $x_j$ , respectivamente.

$$r_{ij} = \|x_i - x_j\| = \sqrt{\sum_{k=1}^d (x_{i,k} - x_{j,k})^2} \quad (59)$$

Onde  $x_{i,k}$  é o  $k$ -ésimo componente da coordenada espacial  $x_i$  do  $n$ -ésimo vagalume e  $d$  é o número de dimensões. O movimento de atração do vagalume  $i$  em direção a outro vagalume mais brilhante  $j$  é definido pela Equação (60):

$$x_i = x_i + \beta_0 e^{-\gamma r_{ij}^2} (x_j - x_i) + \alpha \left( \text{rand}() - \frac{1}{2} \right) \quad (60)$$

Onde o primeiro termo é a posição atual de um vaga-lume, o segundo termo é usado para representar atratividade e o terceiro termo é usado para movimento aleatório quando não existem outros vaga-lumes brilhantes;  $\alpha$  é um fator de aleatoriedade e  $\text{rand}()$  é um valor aleatório gerado a partir de uma distribuição normal (SERAPIÃO e ROCHA, 2012). Para uma implementação,  $\beta$  e  $\gamma$  estão geralmente na faixa de 0 a 1. O pseudocódigo da FA pode ser mostrado na Figura 9.

Figura 9 - Pseudocódigo do algoritmo do vagalume

```
01: Gerar população inicial de vaga-lumes  $x_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ )
02: Determinar a intensidade da luz  $I_i$  para  $x_i$  usando  $f(x_i)$ 
03: Definir coeficiente de absorção de luz  $\gamma$ 
04: Enquanto ( $t < \text{MaxIteration}$ )
05:   Para  $i = 1$  à  $n$ 
06:     Para  $j = 1$  à  $n$ 
07:       Se ( $I_i < I_j$ ) Então
08:         Mova o vagalume  $i$  na direção do vagalume  $j$ 
09:       fimse
10:     A atratividade varia com a distância  $r$  através do  $\exp[-r]$ 
11:     Calcular novas soluções e atualizar as respectivas intensidades de luz
12:   fimpara  $j$ 
13: fimpara  $i$ 
14: Classifique os vagalumes e encontrar o melhor
15: fimenquanto
```

Fonte: própria autoria.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 Modelo numérico do amortecedor MR utilizado

O modelo matemático de amortecedor MR escolhido e empregado nas simulações computacionais foi o modelo de Bouc-Wen Modificado, cujos valores dos parâmetros, apresentados na Tabela 1, foram adquiridos a partir do trabalho de Lai e Liao (2002).

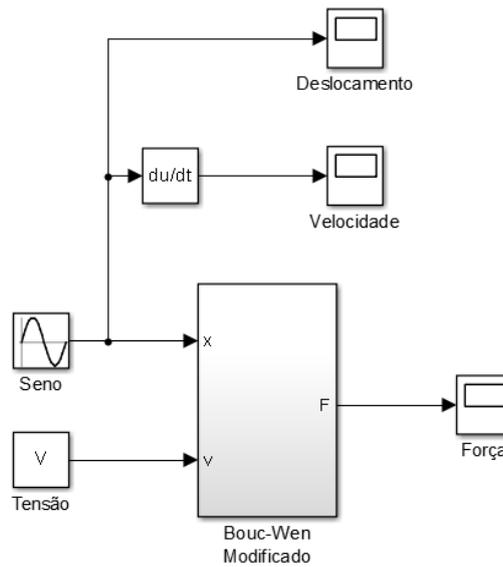
Tabela 1 - Parâmetros do amortecedor MR.

Constante	Valor	Unidade
$c_0 a$	784	$N \cdot s/m$
$c_0 b$	1803	$N \cdot s/V \cdot m$
$k_0$	3610	$N/m$
$c_1 a$	14649	$N \cdot s/m$
$c_1 b$	34622	$N \cdot s/V \cdot m$
$k_1$	840	$N/m$
$x_0$	0,0245	$m$
$\alpha_a$	12441	$N/m$
$\alpha_b$	38430	$N/V \cdot m$
$\zeta$	136320	$m^{-2}$
$\beta$	2059020	$m^{-2}$
$\mu$	58	
$n$	2	
$\eta$	190	$s^{-1}$

Fonte: (LAI; LIAO, 2002).

Para observar o comportamento dinâmico do amortecedor MR, o mesmo é submetido a diversas condições de operação, o modelo de Bouc-Wen modificado foi implementado como diagrama de blocos no SIMULINK, conforme mostra a Figura 10.

Figura 10 - Diagrama de blocos utilizado para simulação do amortecedor MR.



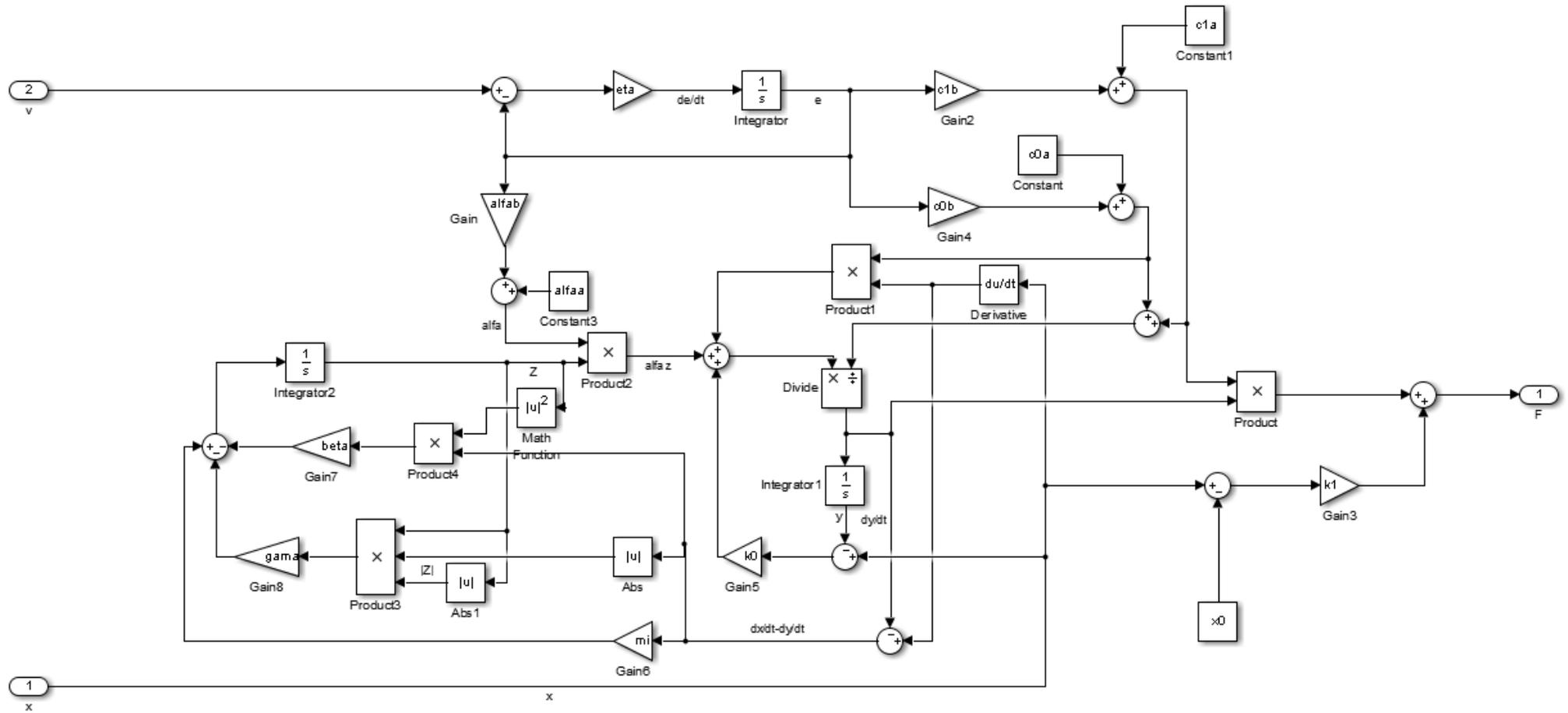
Fonte: própria autoria.

A tensão de operação do amortecedor MR pode variar de 0 a 2 Volts (LAI; LIAO, 2002). A Figura 11 mostra o diagrama de blocos que descreve o modelo de Bouc-Wen modificado representado pelo bloco na Figura 10, definido pelas Equações (41) a (49).

Para a obtenção das curvas que descrevem o comportamento dinâmico do amortecedor MR, foram feitas simulações variando alguns parâmetros. A tensão de alimentação foi incrementada em 0,5 V, variando de 0 a 2 V. No sinal senoidal variou a amplitude, de 25 mm, 20 mm, 15 mm, 10 mm e 5 mm, e a frequência de 1 Hz, 2 Hz e 5 Hz.

Após coletados os dados, serão construídos os gráficos de “Força versus Tempo“, “Força versus Deslocamento” e “Força versus Velocidade” em função da tensão elétrica.

Figura 11 - Diagrama de blocos do modelo de Bouc-Wen modificado.



Fonte: própria autoria.

### 3.2 Projeto do controlador

O controle semiativo de uma suspensão de veículo é uma estrutura não linear com parâmetros que mudam conforme a condução e o manuseio do veículo (WANG et al., 2011). Assim, um FLC será usado como um controlador de sistema e o CSC será usado como um controlador de amortecedor, onde esse controle em cascata é usado para reduzir o movimento indesejado do veículo para o controle de rejeição de perturbações. Dois pontos importantes adotados neste trabalho para o controle do sistema de suspensão semiativo usando amortecedores MR são o rastreamento da força de amortecimento desejada por um controlador do sistema e a eficácia do controle avaliado por um controlador do amortecedor (METERED 2010).

O controlador do sistema usa as respostas dinâmicas da planta para calcular a força de amortecimento desejada  $F_d$ , e o controlador do amortecedor gera e ajusta a tensão  $V$  aplicada ao amortecedor para controlar sua força atual  $F_{MR}$  até a força desejada  $F_d$ . As Equações (41) a (45) são usadas para calcular  $F_{MR}$  e implementar junto com a equação do espaço de estados (32) para o modelo de meio carro. Os dados usados no modelo de meio carro foram cedidos pela equipe Cactus-Baja da UFERSA, mostrados na Tabela 2.

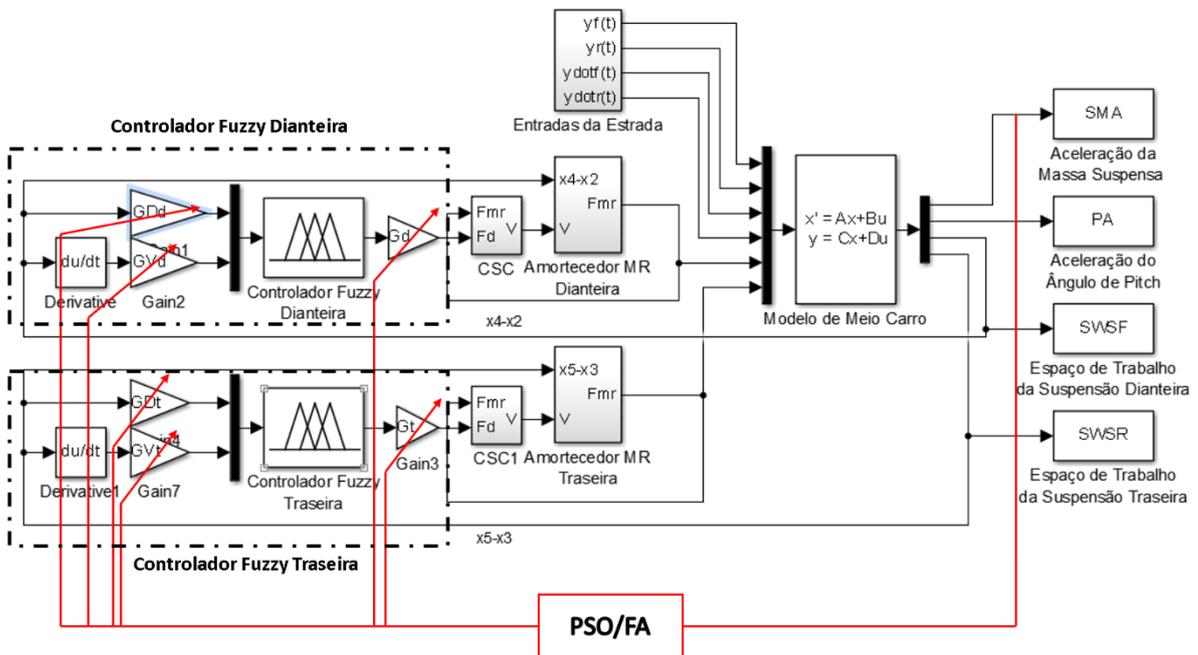
Tabela 2 - Valores dos parâmetros para o modelo de meio carro com 4 DOF.

Constante	Valor	Constante	Valor
$m_s$	124,75 kg	$k_{pd}$	100 kN/m
$m_{pd}$	10,10 kg	$k_{pt}$	100 kN/m
$m_{pt}$	9,53 kg	$c_{pd}$	600 N/m
$k_{sd}$	35000 N/m	$c_{pt}$	600 N/m
$k_{st}$	42000 N/m	$a$	0,894 m
$c_{sd}$	1600 N/m	$b$	0,596 m
$c_{st}$	1600 N/m	$I$	107.6 kgm <sup>2</sup>

Fonte: própria autoria.

A representação do sistema de suspensão semiativa, controlado por FLC ajustado pelos algoritmos evolutivos, é mostrada na Figura 12.

Figura 12 - Projeto do FLC ajustado por PSO/FA para uma suspensão semiativa de meio carro com 4 DOF.



Fonte: própria autoria.

A redução do MSE da aceleração da massa suspensa será usada como a função de objetivo para os algoritmos evolutivos, uma vez que quanto menor a aceleração da massa suspensa maior o nível de conforto da suspensão, de modo a satisfazer as especificações de desempenho de controle.

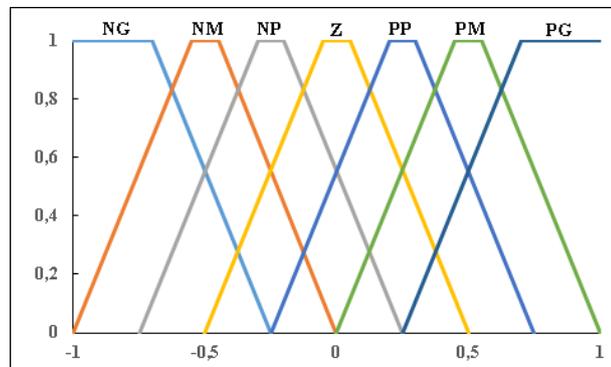
### 3.2.1 Controlador Fuzzy

O FLC possui duas entradas e uma saída de variáveis para cada eixo do carro. No eixo dianteiro, as entradas são o espaço de trabalho da suspensão,  $z_1(t) = x_4(t) - x_2(t)$ , e a velocidade relativa entre a massa suspensa e a não suspensa e a saída é a força de amortecimento desejada. No eixo traseiro, as entradas são o espaço de trabalho da suspensão,  $z_4(t) = x_5(t) - x_3(t)$ , e a velocidade relativa entre a massa suspensa e não suspensa e a saída é a força de amortecimento desejada. Como mostrado na Figura 12.

As sete variáveis linguísticas selecionadas para caracterizar as variáveis de entrada e saída são as seguintes: NG (negativo grande), NM (negativo médio), NP (negativo pequeno), Z (zero), PP (positivo pequeno), PM (positivo médio) e PG (positivo grande). Todas as variáveis são normalizadas no intervalo  $[-1, 1]$ . Sendo assim, o fator de escala torna-se um

parâmetro importante usado em cada entrada e saída de variável. Os ganhos GDd e GVD, para o eixo dianteiro, GDt e GVt, para o eixo traseiro, são fatores de escala usados para adaptar os intervalos reais das variáveis de entrada, bem como os ganhos Gd e Gt são fatores de escala usados para adaptar os intervalos reais das variáveis de saída, eixos dianteiro e traseiro, respectivamente. As funções de pertinência em forma de trapézio (trapmf) são utilizadas nas variáveis linguísticas selecionadas para as variáveis de entrada e saída, pois segundo (Barr e Ray 1996) produzem uma força de controle mais suave devido à planicidade do topo do trapezoide, conforme mostrado na Figura 13.

Figura 13 - Funções de pertinência trapezoidais para as variáveis de entrada e saída.



Fonte: própria autoria.

Em seguida, o sistema de inferência fuzzy é projetado fornecendo as regras de controle IF-THEN, onde as regras do controle lógica fuzzy são mostradas na Tabela 3 para os eixos dianteiro e na Tabela 4 para o eixo traseiro.

Tabela 3 - Base de regras do controlador fuzzy para selecionar a força de amortecimento desejada para o eixo dianteiro.

$F_{dd}(t)$		$z_1(t)$						
		<b>NG</b>	<b>NM</b>	<b>NP</b>	<b>Z</b>	<b>PP</b>	<b>PM</b>	<b>PG</b>
$\frac{dz_1(t)}{dt}$	<b>NG</b>	NG	NG	NG	NG	NM	NP	Z
	<b>NM</b>	NG	NG	NG	NM	NP	Z	PP
	<b>NP</b>	NG	NG	NM	NP	Z	PP	PM
	<b>Z</b>	NG	NM	NP	Z	PP	PM	PG
	<b>PP</b>	NM	NP	Z	PP	PM	PG	PG
	<b>PM</b>	NP	Z	PP	PM	PG	PG	PG
	<b>PG</b>	Z	PP	PM	PG	PG	PG	PG

Fonte: própria autoria.

Tabela 4 - Base de regras do controlador fuzzy para selecionar a força de amortecimento desejada para o eixo dianteiro.

$F_{dd}(t)$		$z_1(t)$						
		<b>NG</b>	<b>NM</b>	<b>NP</b>	<b>Z</b>	<b>PP</b>	<b>PM</b>	<b>PG</b>
$\frac{dz_1(t)}{dt}$	<b>NG</b>	NG	NG	NG	NG	NM	NP	Z
	<b>NM</b>	NG	NG	NG	NM	NP	Z	PP
	<b>NP</b>	NG	NG	NM	NP	Z	PP	PM
	<b>Z</b>	NG	NM	NP	Z	PP	PM	PG
	<b>PP</b>	NM	NP	Z	PP	PM	PG	PG
	<b>PM</b>	NP	Z	PP	PM	PG	PG	PG
	<b>PG</b>	Z	PP	PM	PG	PG	PG	PG

Fonte: própria autoria.

A técnica de Mamdani foi a escolhida como método de inferência fuzzy, e o método centroide foi usado para defuzzificação, que converte as variáveis linguísticas em dados numéricos.

### 3.2.2 Ajuste dos ganhos do controlador fuzzy

O ajuste dos ganhos usados no controlador fuzzy foi realizado pelos algoritmos evolutivos e comparado com o ajuste realizado por um método heurístico baseado na tentativa e erro.

Os ganhos adotados pelo método heurístico foram obtidos variando o valor de cada um de forma inteira dentro do intervalo de 0 a 10, tendo como critério de escolha a redução do EQM da aceleração da massa suspensa.

Os algoritmos PSO e FA foram implementados em MatLab R2015a mostrados nos Apêndices A e B, respectivamente. E os parâmetros utilizado para otimização estão mostrados nas Tabela 5 e Tabela 6, para PSO e FA, respectivamente.

Tabela 5 - Parâmetros algoritmo PSO

<b>Parâmetros</b>	<b>Valor</b>
Iterações	30
Peso inercia, $w$	1
Fator de correção, $c_1$ e $c_2$	2
Tamanho do enxame	30

Fonte: própria autoria.

Tabela 6 - Parâmetros algoritmo do vagalume

<b>Parâmetros</b>	<b>Valor</b>
Número de vagalumes	30
Máxima Iteração, $k$	30
Alpha, $\alpha$	0,3
Beta, $\beta$	0,8
Gama, $\gamma$	1
Limite inferior	0
Limite superior	10

Fonte: própria autoria.

### 3.2.3 Controle do amortecedor MR

Neste estudo, um controlador de estado contínuo (CSC) é usado para encontrar a tensão de entrada  $v$  aplicada ao amortecedor MR, de modo que sua força real  $F_{MR}$  acompanhe de perto a força de amortecimento desejada (força de saída do controlador do sistema)  $F_d$ . A tensão de comando  $v$  pode variar continuamente entre os valores mínimo e máximo de 0 e  $V_{m\acute{a}x}$ , respectivamente. Conforme mostrado na Equação (61).

$$v(\varphi) = \begin{cases} V_{\max} & \text{para } \varphi > V_{\max} \\ V_{\min} & \text{para } \varphi < V_{\min} \\ \varphi & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (61)$$

Onde  $\varphi = G(F_d - HF_{MR})\text{sgn}(F_{MR})$  com ganhos H e G. Os valores de G, H,  $V_{m\acute{a}x}$  e  $V_{\min}$  são constantes em 0,0038 V/N, 1, 2 V e 0 V, respectivamente, como exposto em (Lam e Liao, 2003).

### 3.3 Perfis das excitações da estrada

As simulações dos sistemas de suspensão propostos necessitam de uma excitação externa da estrada pré-definida. Nas simulações realizadas no Simulink/MatLab®, foram utilizados perfis de estrada do tipo lombada e senoidal. Assumindo o carro movendo-se a 20 km/h ( $v = 5,56 \text{ m/s}$ ) o tempo de atraso entre a suspensão dianteira e traseira  $t_d = 0,268 \text{ s}$ , devido a distância entre eixos, é calculada pela Equação (62).

$$t_d = \frac{a + b}{v} \quad (62)$$

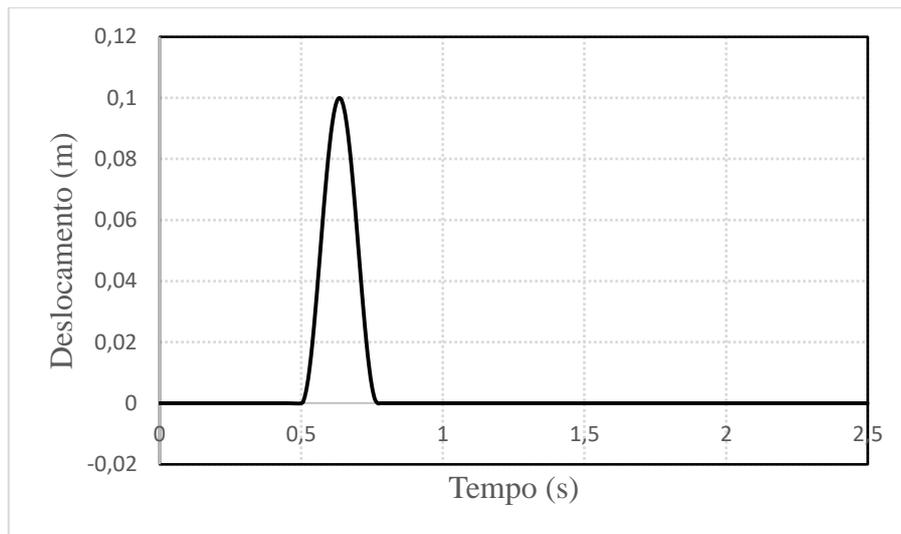
#### 3.3.1 Perfil lombada

As lombadas são excitação suave, ou seja, o sinal de entrada é representado por uma função contínua e derivável até (pelo menos) segunda ordem (com derivada não nula) (PICADO, 1998). A excitação de colisão do tipo lombada mostrada na Figura 14 é expressa pela Equação (63).

$$y(t) = \begin{cases} \frac{A}{2} [1 - \cos(\frac{2\pi V}{L}(t - 0,5))], & \text{para } 0,5 \leq t \leq (\frac{L}{V} + 0,5) \\ 0, & \text{para qualquer outro caso} \end{cases} \quad (63)$$

Onde  $A=0.1\text{m}$  é a amplitude da lombada,  $L=1,5\text{m}$  é a largura da lombada e  $V=20\text{km/h}$  é a velocidade do veículo.

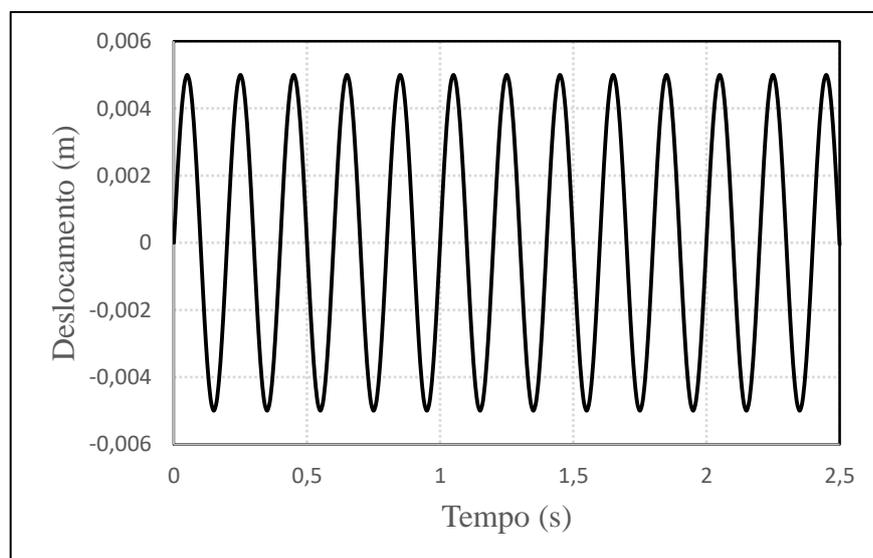
Figura 14 - Perfil de estrada do tipo lombada.



Fonte: própria autoria.

### 3.3.2 Perfil senoidal

Figura 15 - Perfil de estrada senoidal com frequência de 5Hz.



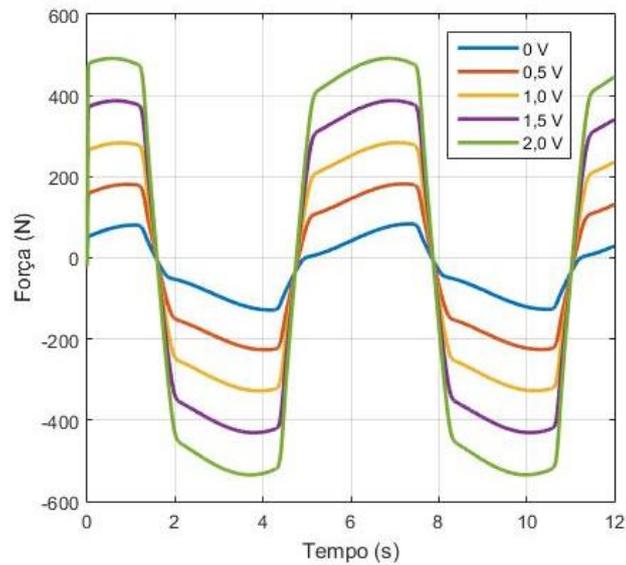
Fonte: própria autoria.

## 4 RESULTADOS

### 4.1 Simulação do amortecedor magneto-reológico

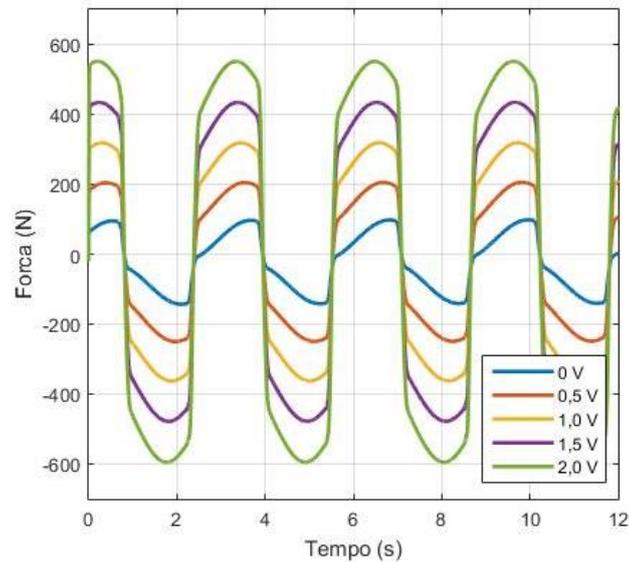
Da Figura 16 a Figura 18 mostra o comportamento força em função do tempo para cada tensão elétrica aplicada nas três frequências de excitação adotadas, considerando a amplitude senoidal de 15 mm. A influência do campo magnético sobre a força de amortecimento é nitidamente observada. Aumentando da tensão elétrica aplicada, a força de amortecimento é consideravelmente aumentada. A força máxima do amortecedor MR para a tensão elétrica de 2 V é aproximadamente seis vezes a força aplicada pelo amortecedor na ausência do campo magnético, quando a tensão elétrica é 0 V. Resultados parecidos são obtidos com outras amplitudes e frequências de excitação.

Figura 16 - Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e tensões elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 1 Hz.



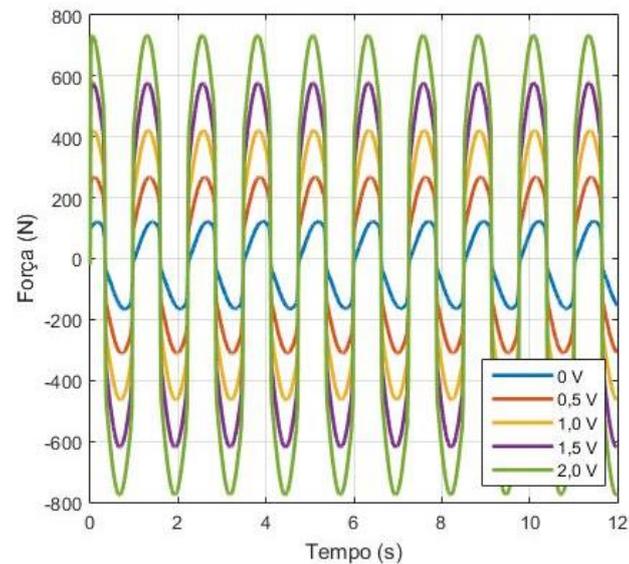
Fonte: própria autoria.

Figura 17 - Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e tensões elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 2 Hz.



Fonte: própria autoria.

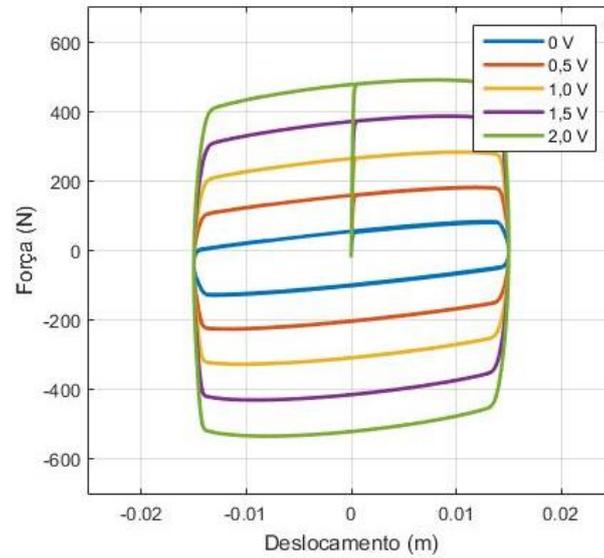
Figura 18 - Força exercida pelo amortecedor MR em função do tempo e tensões elétricas aplicadas para uma frequência de excitação de 5 Hz.



Fonte: própria autoria.

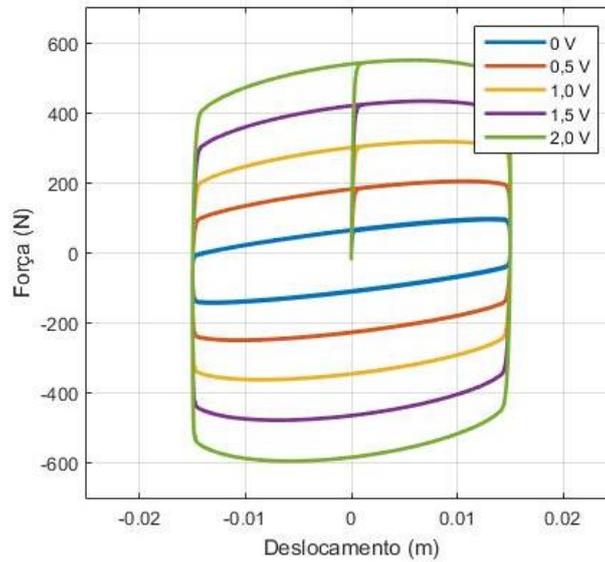
Da Figura 19 a Figura 24 mostra-se o comportamento da força em função do deslocamento e da velocidade relativa entre os terminais do amortecedor para uma amplitude senoidal de 15 mm e frequências de excitação de 1 Hz, 2 Hz e 5 Hz.

Figura 19 - Comportamento da força em função do deslocamento do pistão para frequência de 1 Hz.



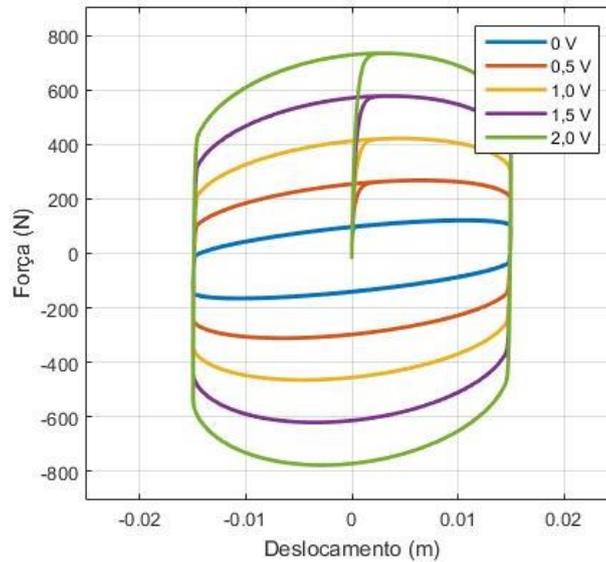
Fonte: própria autoria.

Figura 20 - Comportamento da força em função do deslocamento do pistão para frequência de 2 Hz.



Fonte: própria autoria.

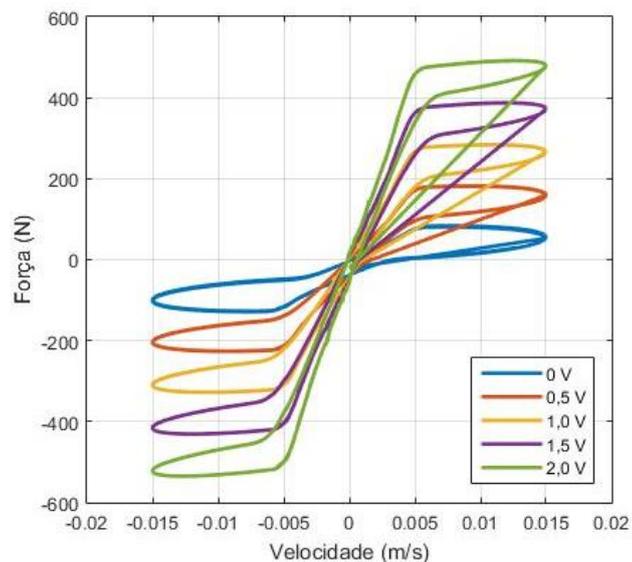
Figura 21 - Comportamento da força em função do deslocamento do pistão para frequência de 5 Hz.



Fonte: própria autoria.

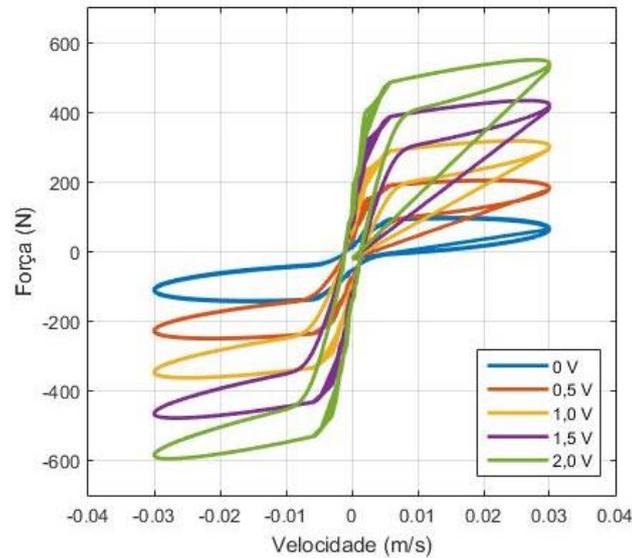
O comportamento reológico característico do amortecedor MR é notado da Figura 22 a Figura 24. A variação da força exibe um comportamento não linear, presença de histereses em gama de velocidades pequenas, enquanto que para velocidades mais elevadas o comportamento da força é quase linear com a velocidade (SPENCER et al., 1997). Essa característica é acentuada com o aumento da frequência de excitação.

Figura 22 - Comportamento da força x velocidade do pistão para frequência de 1 Hz.



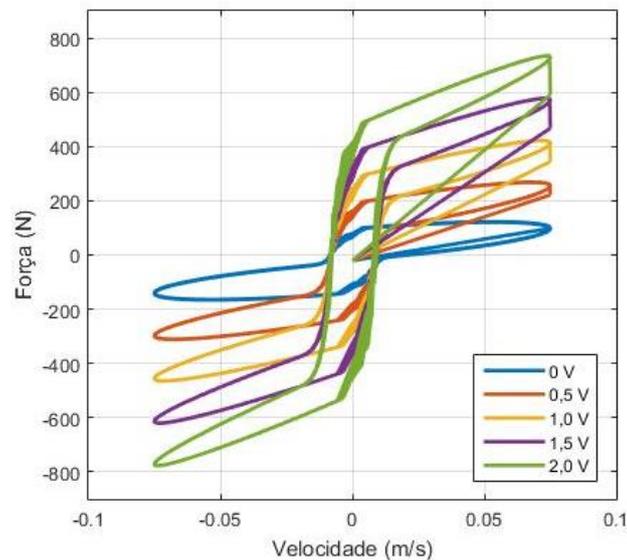
Fonte: própria autoria.

Figura 23 - Comportamento da força x velocidade do pistão para frequência de 2 Hz.



Fonte: própria autoria.

Figura 24 - Comportamento da força x velocidade do pistão para frequência de 5 Hz.



Fonte: própria autoria.

Esta histerese tem grande importância na absorção de energia de vibração em sistemas mecânicos, aumentando assim eficiência dos amortecedores MR (PASCHOAL, 2011). Quando o amortecedor está funcionando, de forma passiva, com uma tensão (corrente) de operação nula, o amortecedor MR se comporta basicamente com características de um dispositivo viscoso, isto é, a relação força-deslocamento se assemelha a uma elipse, e a

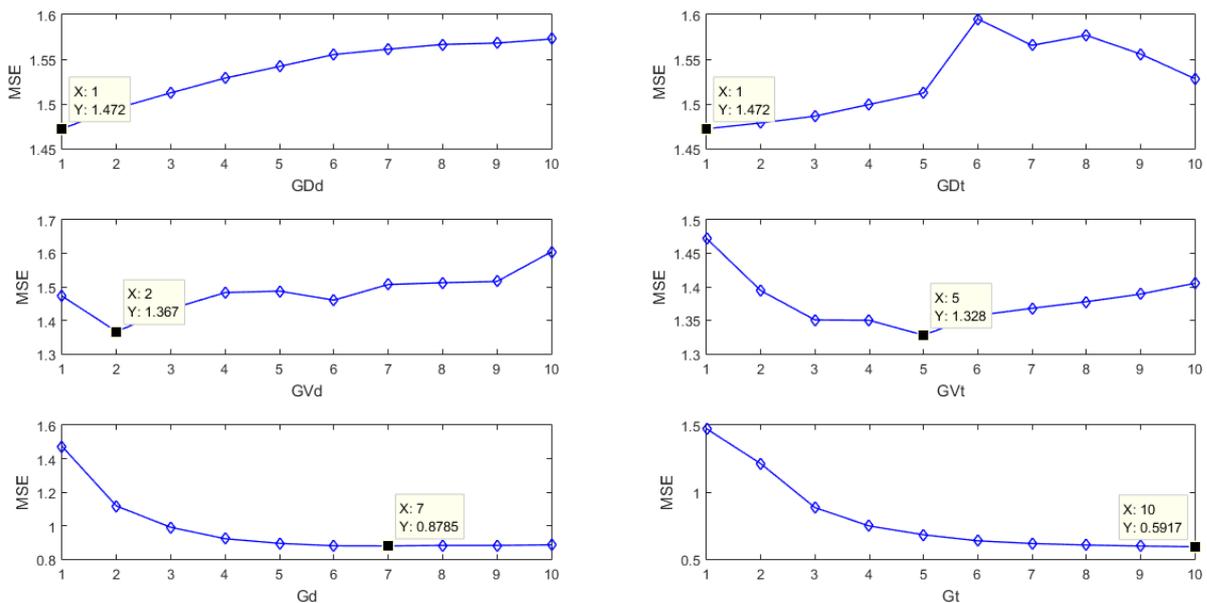
relação entre força-velocidade é quase linear (comportamento histerético é reduzido com um estreitamento da curva de histerese). Enquanto que, quando há um valor constante de tensão diferente de zero, o amortecedor exibe um comportamento mais elevado da histerese.

Observa-se que a força produzida pelo amortecedor não é precisamente centralizada na abscissa zero. Este fato ocorre em parte devido a existência de um acumulador no amortecedor MR, reservatório que é cheio com nitrogênio. O acumulador auxilia na prevenção da cavitação do líquido ao longo da operação normal e representa o volume deslocado de fluido pela haste do êmbolo e da expansão térmica do fluido (LAI; LIAO, 2002). Os resultados obtidos apresentaram concordância com os resultados mostrados em (LAI; LIAO, 2002).

## 4.2 Perfil lombada

A Figura 25 mostra a análise da sensibilidade para encontrar os ganhos ideais para o FLC usando o método heurístico. O uso do método heurístico na busca de parâmetros ideais, pode resultar uma faixa específica de parâmetros que podem ser usados como referência no projeto dos controladores FLC com algoritmos evolutivos.

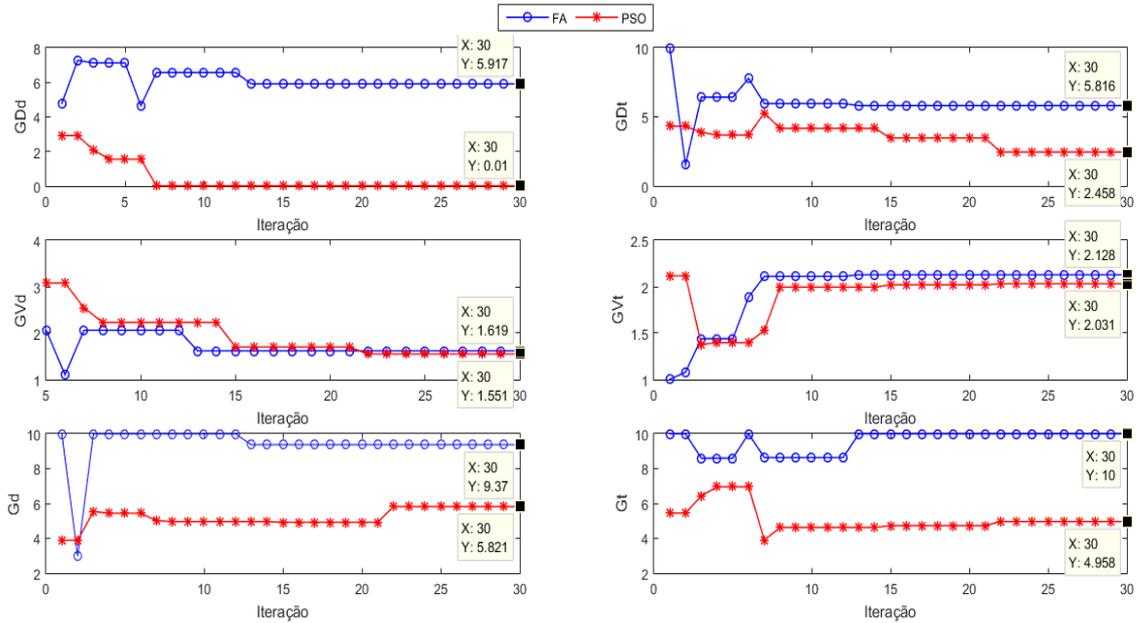
Figura 25 - Ganhos do FLC ajustado usando o método heurístico para a entrada do tipo lombada.



Fonte: própria autoria.

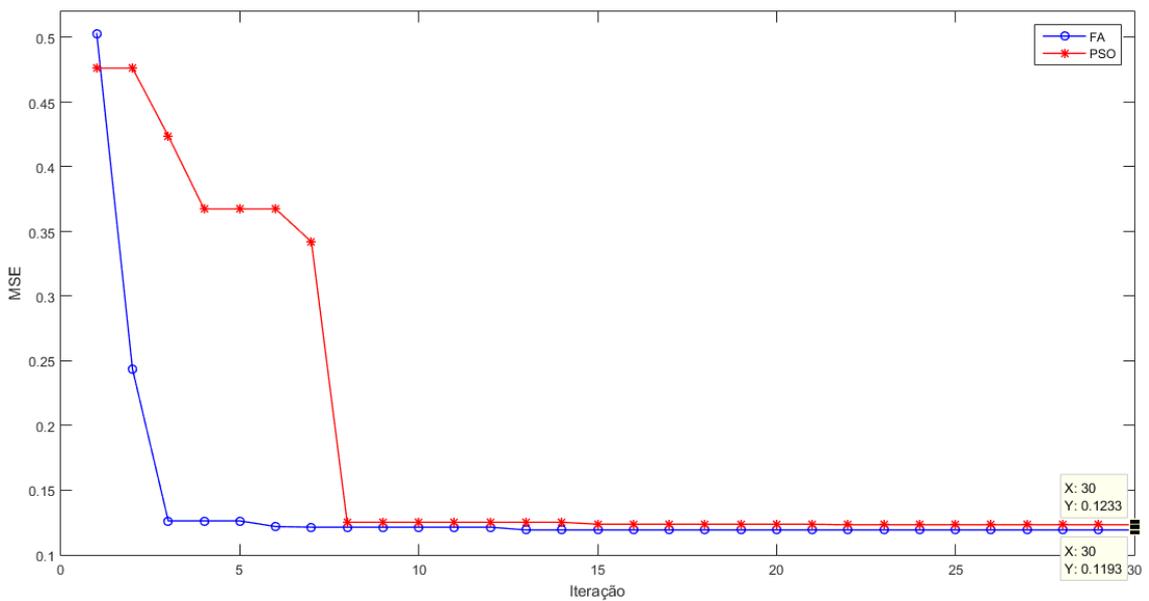
As Figura 26 e Figura 27 mostram a performance dos algoritmos PSO e FA no ajuste dos ganhos do FLC.

Figura 26 - Ganhos do FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos para a estrada do tipo lombada.



Fonte: própria autoria.

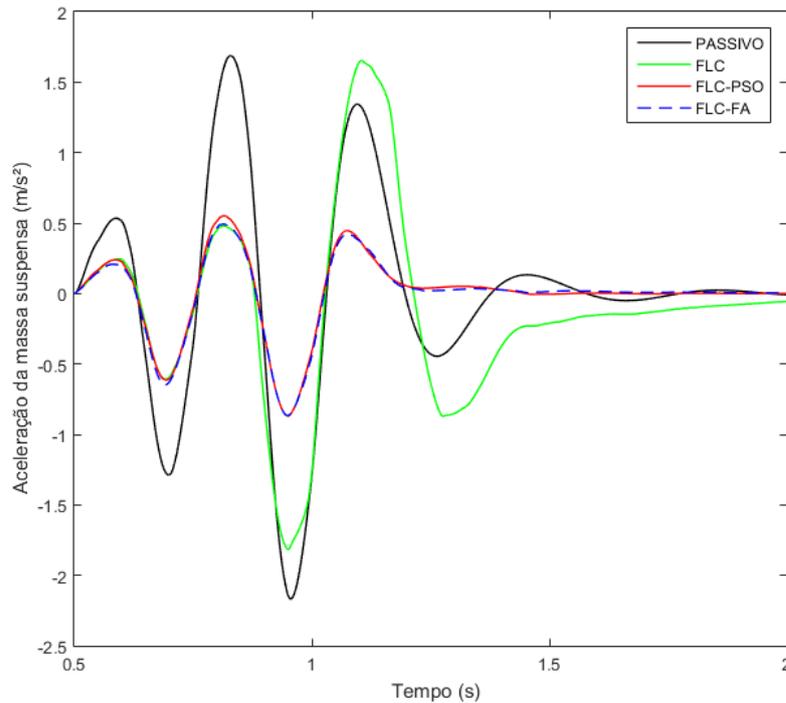
Figura 27 - Performance dos algoritmos evolutivos na redução do MSE da aceleração da massa suspensa para estrada do tipo lombada.



Fonte: própria autoria.

Na Figura 28 e Tabela 7, pode-se observar a resposta aceleração da massa suspensa, considerando a entrada da estrada do tipo lombada para os sistemas de suspensão semiativa Passivo, FLC, FLC-PSO e FLC-FA.

Figura 28 - Aceleração da massa suspensa para estrada do tipo lombada.



Fonte: própria autoria.

Tabela 7 - Aceleração da massa suspensa para estrada do tipo lombada.

Sistema	Pico positivo	Pico negativo	Amplitude	MSE	RMS
PASSIVO	1,688	-2,167	3,855	0,6997	0,8365
FLC	1,653	-1,818	3,471	0,5779	0,7602
FLC-PSO	0,551	-0,870	1,421	0,1233	0,3511
FLC-FA	0,493	-0,867	1,360	0,1193	0,3454

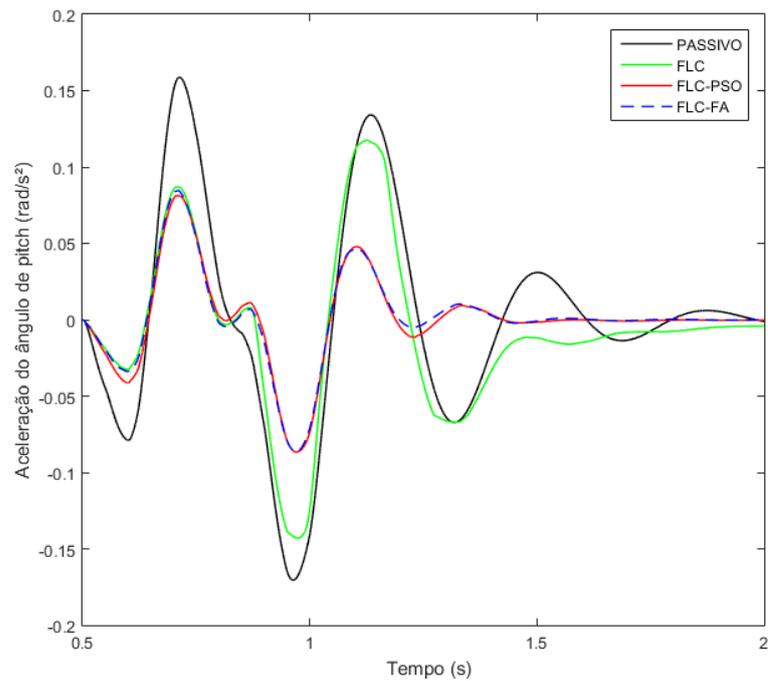
Fonte: própria autoria.

Observando a Figura 28 e os valores da Tabela 7, verifica-se que, para o FLC ajustado pelo método heurístico, a amplitude e o valor MSE de aceleração da massa suspensa são reduzidos em 9,9% e 17,4%, respectivamente, quando comparados ao sistema Passivo. Já os FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos PSO e FA reduziram a amplitude em 63,1% e

64,7%, respectivamente, e o valor MSE de aceleração da massa suspensa e 82,4% e 82,9%, respectivamente, comparando com o sistema Passivo. Melhorando o conforto para os passageiros.

Na Figura 29 e Tabela 8, observa-se a resposta aceleração do ângulo de pitch, considerando a entrada da estrada do tipo lombada para os sistemas de suspensão estudados.

Figura 29 - Aceleração do ângulo de pitch para estrada do tipo lombada.



Fonte: própria autoria.

Tabela 8 - Aceleração do ângulo de pitch para estrada do tipo lombada.

Sistema	Pico positivo	Pico negativo	Amplitude	MSE	RMS
PASSIVO	0,158	-0,170	0,328	$6,39 \times 10^{-3}$	0,0799
FLC	0,117	-0,143	0,260	$3,68 \times 10^{-3}$	0,0606
FLC-PSO	0,0812	-0,0866	0,1678	$1,51 \times 10^{-3}$	0,0388
FLC-FA	0,0847	-0,0866	0,1713	$1,48 \times 10^{-3}$	0,0384

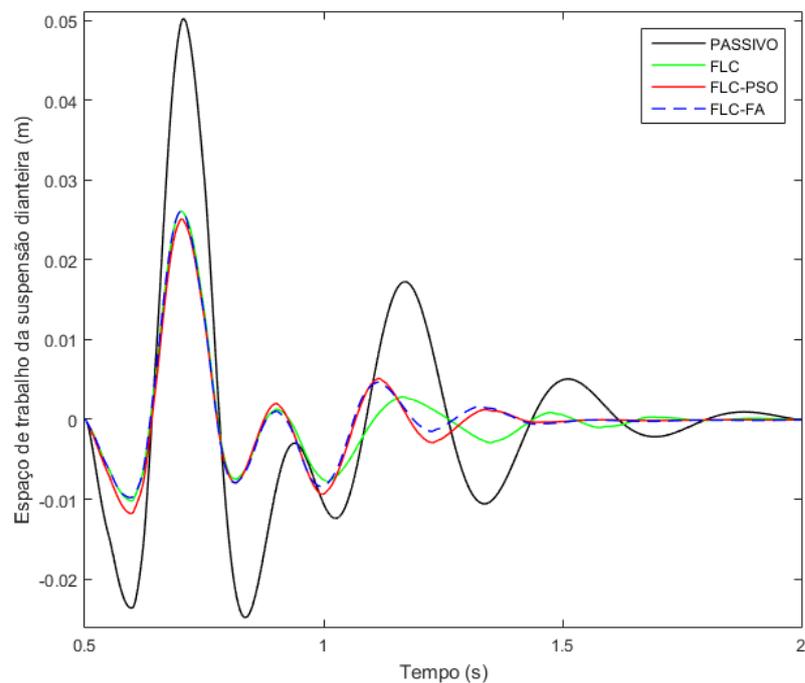
Fonte: própria autoria.

Observando a Figura 29 e os valores da Tabela 8, nota-se que, para o FLC ajustado pelo método heurístico, a amplitude e o valor MSE da aceleração do ângulo de pitch são reduzidos em 20,7% e 41,9%, respectivamente, quando comparados ao sistema Passivo. Já os

FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos PSO e FA reduziram a amplitude em 48,8% e 47,7%, respectivamente, e o valor MSE da aceleração do ângulo de pitch e 75,9% e 76,4%, respectivamente, comparando com o sistema Passivo. Melhorando o conforto para os passageiros.

A Figura 30 e a Tabela 9, mostra a resposta do espaço de trabalho da suspensão dianteira, considerando a entrada da estrada do tipo lombada para os sistemas de suspensão estudados.

Figura 30 – Espaço de trabalho da suspensão dianteira para estrada do tipo lombada.



Fonte: própria autoria.

Tabela 9 - Espaço de trabalho da suspensão dianteira para estrada do tipo lombada.

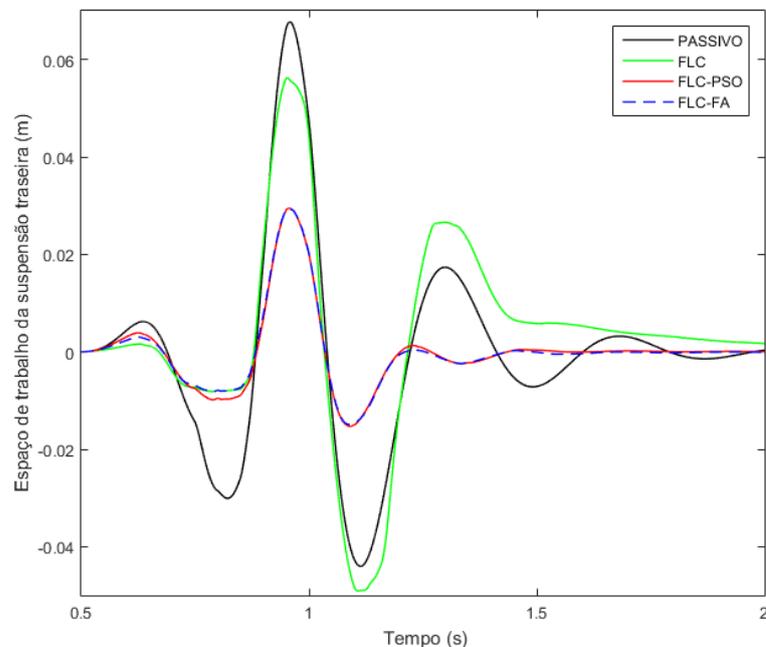
Sistema	Pico positivo	Pico negativo	Amplitude	MSE	RMS
PASSIVO	$5,02 \times 10^{-2}$	$-2,48 \times 10^{-2}$	$7,50 \times 10^{-2}$	$2,52 \times 10^{-4}$	$1,59 \times 10^{-2}$
FLC	$2,61 \times 10^{-2}$	$-1,02 \times 10^{-2}$	$3,63 \times 10^{-2}$	$4,38 \times 10^{-5}$	$6,62 \times 10^{-3}$
FLC-PSO	$2,51 \times 10^{-2}$	$-1,18 \times 10^{-2}$	$3,69 \times 10^{-2}$	$6,81 \times 10^{-5}$	$8,25 \times 10^{-3}$
FLC-FA	$2,61 \times 10^{-2}$	$-9,80 \times 10^{-3}$	$3,59 \times 10^{-2}$	$6,91 \times 10^{-5}$	$8,31 \times 10^{-3}$

Fonte: própria autoria.

Analisando a Figura 30 e os valores da Tabela 9, nota-se que, para o FLC ajustado pelo método heurístico, a amplitude e o valor MSE do espaço de trabalho da suspensão dianteira são reduzidos em 51,6% e 82,6%, respectivamente, em relação ao sistema Passivo. Já os FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos PSO e FA reduziram a amplitude em 50,8% e 51,1%, respectivamente, e o valor MSE do espaço de trabalho da suspensão dianteira em 73% e 72,6%, respectivamente, comparando com o sistema Passivo. Melhorando a estabilidade de manobra do veículo.

A Figura 31 e a Tabela 10, mostra a resposta do espaço de trabalho da suspensão traseira, considerando a entrada da estrada do tipo lombada para os sistemas de suspensão estudados.

Figura 31 - Espaço de trabalho da suspensão traseira para estrada do tipo lombada.



Fonte: própria autoria.

Tabela 10 - Espaço de trabalho da suspensão traseira para estrada do tipo lombada.

Sistema	Pico positivo	Pico negativo	Amplitude	MSE	RMS
PASSIVO	$6,77 \times 10^{-2}$	$-4,40 \times 10^{-2}$	$11,17 \times 10^{-2}$	$5,80 \times 10^{-4}$	$2,40 \times 10^{-2}$
FLC	$5,62 \times 10^{-2}$	$-4,91 \times 10^{-2}$	$10,53 \times 10^{-2}$	$5,32 \times 10^{-4}$	$2,31 \times 10^{-2}$
FLC-PSO	$2,94 \times 10^{-2}$	$-1,53 \times 10^{-2}$	$4,47 \times 10^{-2}$	$1,06 \times 10^{-4}$	$1,03 \times 10^{-2}$
FLC-FA	$2,94 \times 10^{-2}$	$-1,49 \times 10^{-3}$	$4,43 \times 10^{-2}$	$1,00 \times 10^{-4}$	$1,00 \times 10^{-2}$

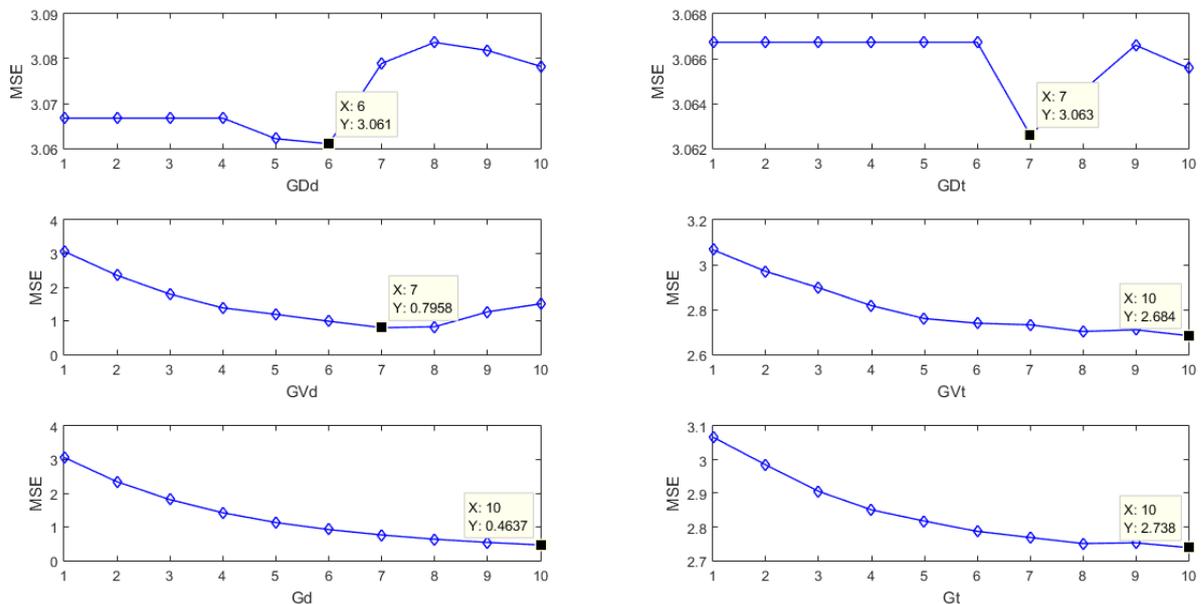
Fonte: própria autoria.

Analisando a Figura 31 e a os valores da Tabela 10, observar que, para o FLC ajustado pelo método heurístico, a amplitude e o valor MSE do espaço de trabalho da suspensão traseira são reduzidos em 5,7% e 8,3%, respectivamente, em relação ao sistema Passivo. Já os FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos PSO e FA reduziram a amplitude em 59,9% e 60,3%, respectivamente, e o valor MSE do espaço de trabalho da suspensão traseira e 81,7% e 82,7%, respectivamente, comparando com o sistema Passivo. Melhorando a manobrabilidade do veículo.

### 4.3 Perfil senoidal

A Figura 32 mostra a análise da sensibilidade para encontra os ganhos ideais para o FLC usando o método heurístico, para a entrada do tipo senoidal

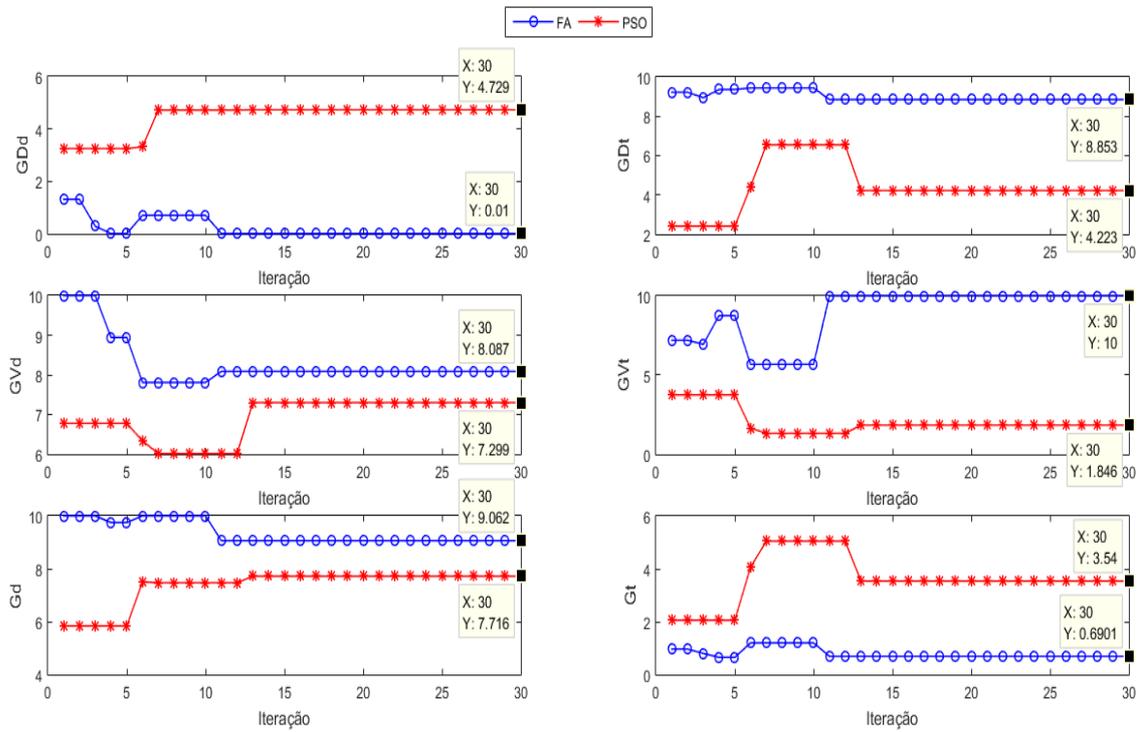
Figura 32 - Ganhos do FLC ajustado usando o método heurístico para a entrada do tipo senoidal.



Fonte: própria autoria.

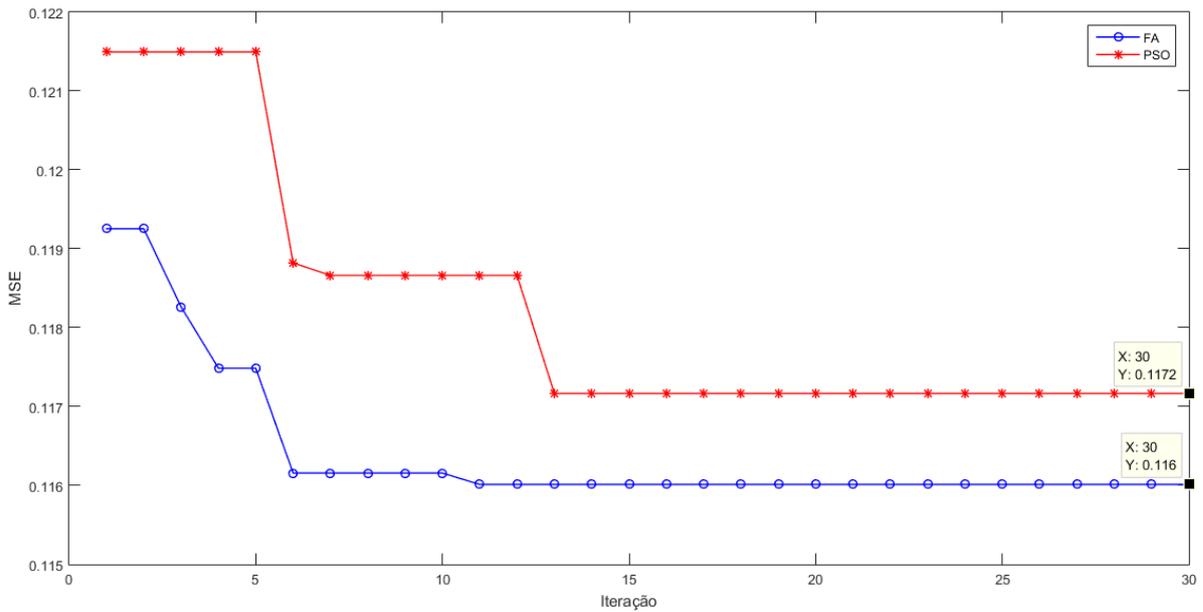
As Figura 33 e Figura 34 mostram a performance dos algoritmos PSO e FA no ajuste dos ganhos do FLC.

Figura 33 - Ganhos do FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos para a estrada do tipo senoidal.



Fonte: própria autoria.

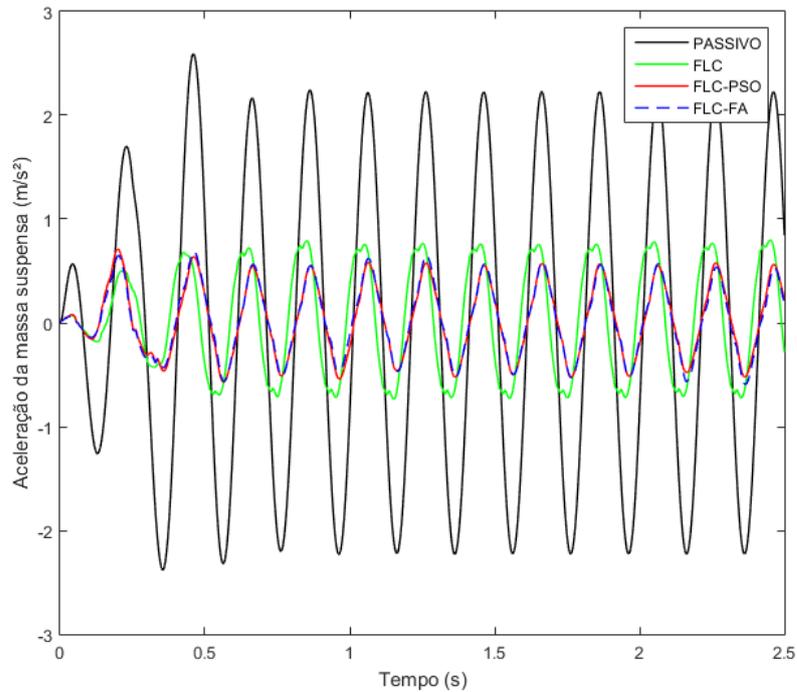
Figura 34 - Performance dos algoritmos evolutivos na redução do MSE da aceleração da massa suspensa para estrada do tipo senoidal.



Fonte: própria autoria.

Na Figura 35 e Tabela 11, pode-se observar a resposta aceleração da massa suspensa, considerando a entrada da estrada do tipo senoidal para os sistemas de suspensão semiativa Passivo, FLC, FLC-PSO e FLC-FA.

Figura 35 - Aceleração da massa suspensa para estrada do tipo senoidal.



Fonte: própria autoria.

Tabela 11 - Aceleração da massa suspensa para estrada do tipo senoidal.

Sistema	Pico positivo	Pico negativo	Amplitude	MSE	RMS
PASSIVO	2,592	-2,381	4,973	2,3020	1,5172
FLC	0,799	-0,734	1,533	0,2568	0,5067
FLC-PSO	0,710	-0,569	1,279	0,1172	0,3423
FLC-FA	0,682	-0,594	1,276	0,1160	0,3406

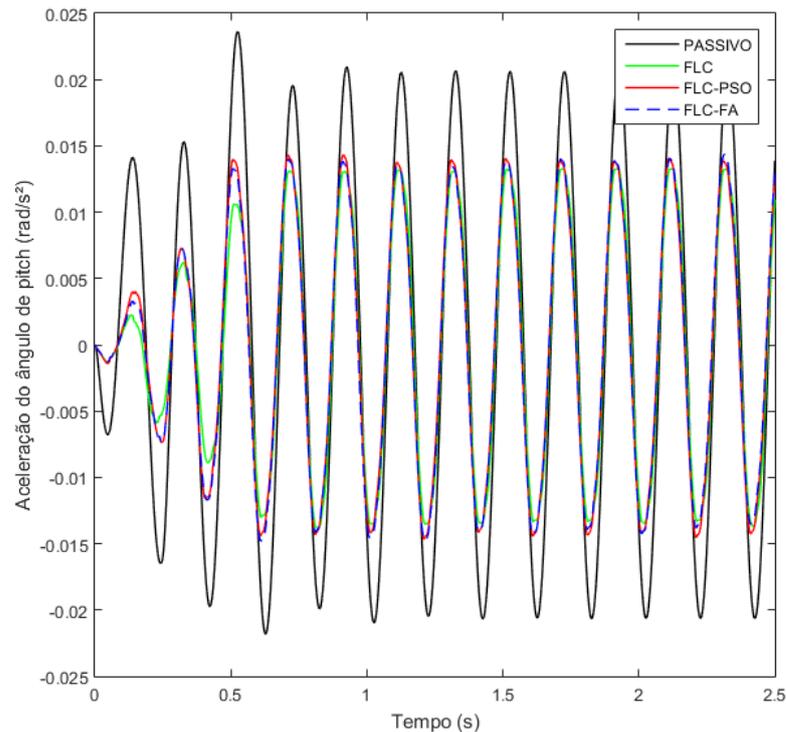
Fonte: própria autoria.

Observando a Figura 35 e os valores da Tabela 11, verifica-se que, para o FLC ajustado pelo método heurístico, a amplitude e o valor MSE de aceleração da massa suspensa são reduzidos em 69,2% e 88,8%, respectivamente, quando comparados ao sistema Passivo. Já os FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos PSO e FA reduziram a amplitude em 74,29% e 74,34%, respectivamente, e o valor MSE de aceleração da massa suspensa e 94,9% e 95%,

respectivamente, comparando com o sistema Passivo. Melhorando o conforto para os passageiros.

Na Figura 36 e Tabela 12, observa-se a resposta aceleração do ângulo de pitch, considerando a entrada da estrada do tipo senoidal para os sistemas de suspensão estudados.

Figura 36 - Aceleração do ângulo de pitch para estrado do tipo senoidal.



Fonte: própria autoria.

Tabela 12 - Aceleração do ângulo de pitch para estrado do tipo senoidal.

Sistema	Pico positivo	Pico negativo	Amplitude	MSE	RMS
PASSIVO	$2,36 \times 10^{-2}$	$-2,18 \times 10^{-2}$	$4,54 \times 10^{-2}$	$1,82 \times 10^{-4}$	$1,35 \times 10^{-2}$
FLC	$1,33 \times 10^{-2}$	$-1,37 \times 10^{-2}$	$2,70 \times 10^{-2}$	$7,84 \times 10^{-5}$	$8,85 \times 10^{-3}$
FLC-PSO	$1,43 \times 10^{-2}$	$-1,46 \times 10^{-2}$	$2,89 \times 10^{-2}$	$9,13 \times 10^{-5}$	$9,55 \times 10^{-3}$
FLC-FA	$1,44 \times 10^{-2}$	$-1,48 \times 10^{-2}$	$2,92 \times 10^{-2}$	$9,16 \times 10^{-5}$	$9,57 \times 10^{-3}$

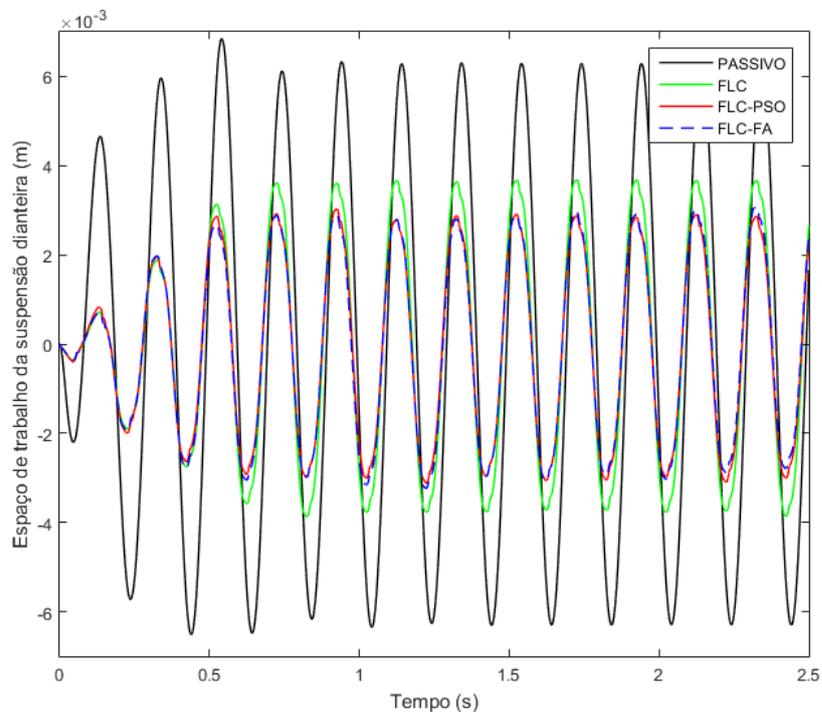
Fonte: própria autoria.

Observando a Figura 36 e os valores da Tabela 12, nota-se que, para o FLC ajustado pelo método heurístico, a amplitude e o valor MSE da aceleração do ângulo de pitch são reduzidos em 40,5% e 56,9%, respectivamente, quando comparados ao sistema Passivo. Já os

FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos PSO e FA reduziram a amplitude em 36,3% e 35,7%, respectivamente, e o valor MSE da aceleração do ângulo de pitch é 49,8% e 49,7%, respectivamente, comparando com o sistema Passivo. Melhorando o conforto para os passageiros.

A Figura 37 e a Tabela 13, mostra a resposta do espaço de trabalho da suspensão dianteira, considerando a entrada da estrada do tipo senoidal para os sistemas de suspensão estudados.

Figura 37 - Espaço de trabalho da suspensão dianteira para estrada do tipo senoidal.



Fonte: própria autoria.

Tabela 13 - Espaço de trabalho da suspensão dianteira para estrada do tipo senoidal.

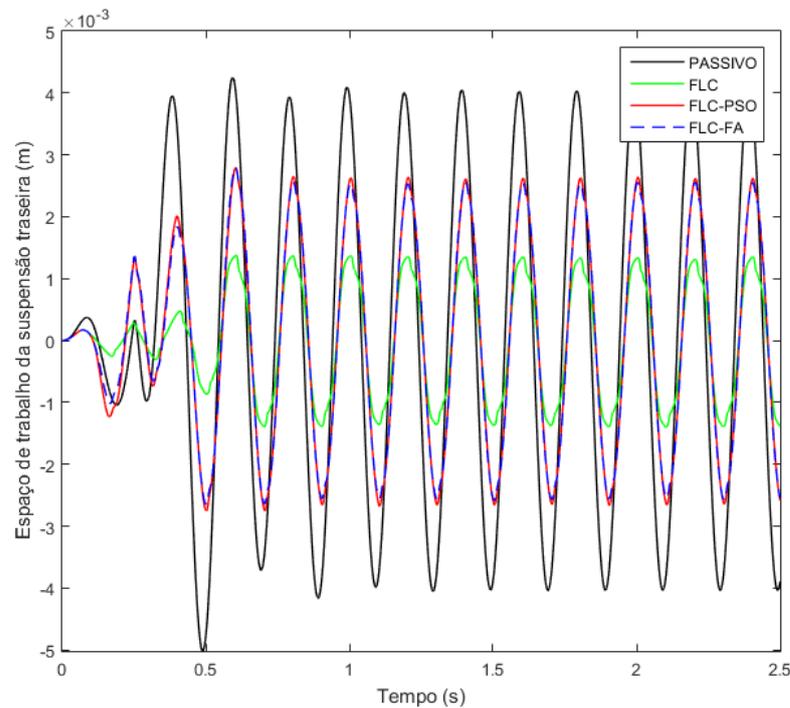
Sistema	Pico positivo	Pico negativo	Amplitude	MSE	RMS
PASSIVO	$6,85 \times 10^{-3}$	$-6,51 \times 10^{-3}$	$13,36 \times 10^{-3}$	$1,64 \times 10^{-5}$	$4,05 \times 10^{-3}$
FLC	$3,68 \times 10^{-3}$	$-3,87 \times 10^{-3}$	$7,55 \times 10^{-3}$	$6,04 \times 10^{-6}$	$2,45 \times 10^{-3}$
FLC-PSO	$3,03 \times 10^{-3}$	$-3,12 \times 10^{-3}$	$6,15 \times 10^{-3}$	$4,23 \times 10^{-6}$	$2,05 \times 10^{-3}$
FLC-FA	$3,07 \times 10^{-3}$	$-3,24 \times 10^{-3}$	$6,31 \times 10^{-3}$	$4,28 \times 10^{-6}$	$2,07 \times 10^{-3}$

Fonte: própria autoria.

Analisando a Figura 37 e os valores da Tabela 13, nota-se que, para o FLC ajustado pelo método heurístico, a amplitude e o valor MSE do espaço de trabalho da suspensão dianteira são reduzidos em 43,5% e 63,2%, respectivamente, em relação ao sistema Passivo. Já os FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos PSO e FA reduziram a amplitude em 53,9% e 52,7%, respectivamente, e o valor MSE do espaço de trabalho da suspensão dianteira e 74,2% e 73,9%, respectivamente, comparando com o sistema Passivo. Melhorando a estabilidade de manobra do veículo.

A Figura 38 e a Tabela 14, mostra a resposta do espaço de trabalho da suspensão traseira, considerando a entrada da estrada do tipo senoidal para os sistemas de suspensão estudados.

Figura 38 - Espaço de trabalho da suspensão traseira para estrada do tipo senoidal.



Fonte: própria autoria.

Tabela 14 - Espaço de trabalho da suspensão traseira para estrado do tipo senoidal.

Sistema	Pico positivo	Pico negativo	Amplitude	MSE	RMS
PASSIVO	$4,24 \times 10^{-3}$	$-5,01 \times 10^{-3}$	$9,25 \times 10^{-3}$	$8,54 \times 10^{-6}$	$2,92 \times 10^{-3}$
FLC	$1,38 \times 10^{-3}$	$-1,39 \times 10^{-3}$	$2,77 \times 10^{-3}$	$8,69 \times 10^{-7}$	$9,32 \times 10^{-4}$
FLC-PSO	$2,79 \times 10^{-3}$	$-2,75 \times 10^{-3}$	$5,54 \times 10^{-3}$	$2,95 \times 10^{-6}$	$1,72 \times 10^{-3}$
FLC-FA	$2,79 \times 10^{-3}$	$-2,64 \times 10^{-3}$	$5,43 \times 10^{-3}$	$2,91 \times 10^{-6}$	$1,70 \times 10^{-3}$

Fonte: própria autoria.

Analisando a Figura 38 e a os valores da Tabela 14, observar que, para o FLC ajustado pelo método heurístico, a amplitude e o valor MSE do espaço de trabalho da suspensão traseira são reduzidos em 70% e 89,8%, respectivamente, em relação ao sistema Passivo. Já os FLC ajustados pelos algoritmos evolutivos PSO e FA reduziram a amplitude em 40,1% e 41,3%, respectivamente, e o valor MSE do espaço de trabalho da suspensão traseira e 65,4% e 65,9%, respectivamente, comparando com o sistema Passivo. Melhorando a manobrabilidade do veículo.

## 5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste trabalho, foi exposto um problema das suspensões automotivas que utilizam amortecedores convencionais aplicado a veículo off-road do tipo baja. Visando melhorar o desempenho de conforto e estabilidade de manobra na presença de excitações de estrada, foi proposto uma estratégia de controle semiativo em cascata para um sistema suspensão com amortecedores MR com um controlador do sistema, adotado um controlador fuzzy com ganhos ajustados por algoritmos evolutivos, e um controlador do amortecedor MR, utilizado um controlador de estado contínuo.

A partir do desenvolvimento do trabalho exibido, foi possível adquirir as informações necessárias para alcançar todos os objetivos definidos. Inicialmente, um breve levantamento teórico a respeito dos principais tipos de suspensão, onde mostrou que as limitações dos sistemas passivos e o alto custo das suspensões ativas, faz da suspensão semiativa uma alternativa de pesquisas para melhorar o desempenho visando elevar os índices de conforto, segurança e dirigibilidade.

O modelo matemático da suspensão foi apresentado, enfatizando o modelo de suspensão semiativa de meio carro com 4 graus de liberdade. Objetivando obter um melhor estudo da dinâmica vertical da suspensão sendo capaz de analisar além da aceleração vertical da massa suspensa, analisar a influência da aceleração do ângulo de pitch no projeto do controlador.

Na parte dos amortecedores MR, apresentou-se os principais modelos matemáticos presentes na literatura, que tentam representar o comportamento não linear intrínseco dos amortecedores MR, sendo o modelo de Bouc-Wen modificado escolhido para o estudo pois, permite representar o comportamento histerético do amortecedor MR.

As definições básicas e o desenvolvimento matemático do controlador fuzzy e dos algoritmos foram apresentados. A partir destas definições, foi proposta uma abordagem de controle por lógica fuzzy com os parâmetros de ganhos ajustados pelos algoritmos evolutivos para um sistema de suspensão semiativa.

No projeto do controlador foi adotado um controlador em cascata com um controlador para o sistema e um para o amortecedor MR, onde o controlador do sistema é responsável para produzir a força controlada desejada e o controlador do amortecedor MR, que foi adotado um controlador de estado contínuo, ajusta o nível de tensão aplicada ao amortecedor MR para produzir a força de controle aplicada na planta.

Dois perfis de estradas diferentes foram gerados para usar como entrada para o sistema de suspensão, para analisar seu comportamento frente a excitações diferentes. O primeiro perfil foi do tipo lombada, que serve para analisar o comportamento do sistema frente a uma perturbação pontual. Já o outro perfil foi do tipo senoidal, usado para analisar o comportamento do sistema em uma perturbação com uma maior oscilação.

A simulação do modelo escolhido para amortecedor MR foi realizada comprovando o comportamento histerético do amortecedor MR principalmente em baixas velocidades, e que a força de amortecimento gerada por ele varia com a variação da tensão aplica. Que quanto maior a tensão maior será à força de amortecimento do amortecedor.

As simulações computacionais, considerando as excitações com perfis do tipo lombada, e senoidal, foi possível analisar o comportamento dos controladores FLC, FLC-PSO e FLC-FA em relação ao sistema de suspensão Passivo, usando os amortecedores convencionais usados no protótipo do baja, no domínio do tempo. De uma forma geral, os controladores FLC-FA e o FLC-PSO obtiveram melhor desempenho do sistema de suspensão comparativamente ao sistema Passivo e FLC. Porém o controlador FLC-FA mostrou-se ligeiramente mais eficiente para o problema em questão e comprovou-se, através das simulações numéricas, características de desempenho bastante satisfatórias, em todas as análises, tanto com relação ao conforto quanto em relação a estabilidade.

Considerando-se o conforto dos ocupantes do veículo, o controle FLC-FA reduziu tanto os valores de amplitude, MSE e RMS da aceleração da massa suspensa como da aceleração do ângulo de pitch em relação ao modelo atual usado no baja, assim aumentando a sensação de conforto para os passageiros, pois não haverá oscilações muito elevada das acelerações.

Para o caso da estabilidade de manobra do veículo, o sistema semiativo FLC-FA reduziu o espaço de trabalho dos amortecedores tanto para a suspensão dianteira quanto para a traseira, para os dois tipos de excitações considerados, quando comparado com o sistema Passivo.

Assim, após os resultados das simulações realizadas e tendo em vista o propósito de atenuar as vibrações do sistema de suspensão, proporcionando mais conforto e estabilidade para os ocupantes do veículo, conclui-se que a otimização do FLC por algoritmos evolutivos mostrou-se bastante eficiente, melhorando significativamente o desempenho de sistemas de suspensão semiativa que utilizam amortecedores magneto-reológicos.

## REFERÊNCIAS

ASTROM, K. J.; CANUDAS-DE, W. C. **Revisiting the lugre friction model**. *IEEE Control Systems Magazine*, n. 1066, p. 101-114, 2008.

BARR, Andrew J.; RAY, J. I. Control of an active suspension using fuzzy logic. In: **Proceedings of IEEE 5th International Fuzzy Systems**. IEEE, p. 42-48. 1996.

BLUNDELL, Michael; HARTY, Damian. **Multibody systems approach to vehicle dynamics**. Elsevier, 2004.

CANALE, Massimo; MILANESE, Mario; NOVARA, Carlo. Semi-active suspension control using “fast” model-predictive techniques. **IEEE Transactions on control systems technology**, v. 14, n. 6, p. 1034-1046, 2006.

CHA, Young-Jin et al. Comparative studies of semiactive control strategies for MR dampers: pure simulation and real-time hybrid tests. **Journal of Structural Engineering**, v. 139, n. 7, p. 1237-1248, 2013.

COSTA, Eduarda Lectícia Martins. Construção de um Dispositivo Amortecedor Magnetoreológico para uma Suspensão Activa. **Universidade Técnica de Lisboa**, v. 155, p. 156, 2008.

DAHL, P. R. **A Solid Friction Model**. The Aerospace Corporation, California, p. 31, May 1968. ISSN AF04695-67-C-0158.

DONG, Xiao-min et al. Comparative research on semi-active control strategies for magneto-rheological suspension. **Nonlinear dynamics**, v. 59, n. 3, p. 433-453, 2010.

ECKERT, P. R. **Estudo e Desenvolvimento de um Atuador Linear para Suspensão Eletromagnética Ativa**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ENGELBRETCH, A. P. Fundamentals of computational swarm intelligence. **England, John Wiley & Sons Ltd**, p. 5-129, 2005.

FISTER, Iztok et al. A comprehensive review of firefly algorithms. **Swarm and Evolutionary Computation**, v. 13, p. 34-46, 2013.

FRANCELIN, R. A. R. “**Sistemas Inteligentes**”. Disponível em:  
<<http://wiki.icmc.usp.br/images/b/b6/Fuzzy.pdf>>. Acessado em 09 de Junho de 2020.

GOMES, Herbert M.; RODRIGUES, Eduardo R. Algoritmo Meta-Heurístico de Vaga-Lume para a Otimização Estrutural em Tamanho e Forma com Restrições de Frequências Naturais. **Engenharia Estudo e Pesquisa**, v. 11, p. 3-15, 2011.

GOMIDE, Fernando Antonio Campos; GUDWIN, Ricardo Ribeiro. Modelagem, controle, sistemas e lógica fuzzy. **SBA controle & Automação**, v. 4, n. 3, p. 97-115, 1994.

GUGLIELMINO, Emanuele et al. **Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness**. Springer Science & Business Media, 2008.

GUO, Kong-Hui et al. Semi-active control method for a high-speed railway vehicle lateral damper based on skyhook and groundhook hybrid damping. **Zhendong yu Chongji(Journal of Vibration and Shock)**, v. 32, n. 2, p. 18-22, 2013.

IEZZO, R. **Desenvolvimento de um sistema de suspensão com amortecimento semi-ativo "slow-active" com custo competitivo**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2010.

JIMÉNEZ, René; ÁLVAREZ-ICAZA, Luis. LuGre friction model for a magnetorheological damper. **Structural Control and Health Monitoring**, v. 12, n. 1, p. 91-116, 2005.

JINCHAO, Zhang et al. Research on Vehicle Semi-Active Suspension and Anti-Block System Coordination Control Based on Half-Car Model [J]. **Journal of Chongqing Jiaotong University (Natural Science)**, v. 5, 2012.

KARABOGA, Nurhan. A new design method based on artificial bee colony algorithm for digital IIR filters. **Journal of the Franklin Institute**, v. 346, n. 4, p. 328-348, 2009.

KENNEDY, James; EBERHART, Russell. Particle swarm optimization. In: **Proceedings of ICNN'95-International Conference on Neural Networks**. IEEE, p. 1942-1948. 1995.

KOO, J.H. **Using magneto-rheological dampers in semiactive tuned vibration absorbers to control structural vibrations**. Tese Mechanical Engineering, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University. Virginia. 2003.

KWOK, N. M. et al. Bouc–Wen model parameter identification for a MR fluid damper using computationally efficient GA. **ISA transactions**, v. 46, n. 2, p. 167-179, 2007.

LAI, Chun Yu; LIAO, Wei-Hsin. Vibration control of a suspension system via a magnetorheological fluid damper. **Journal of Vibration and Control**, v. 8, n. 4, p. 527-547, 2002.

LAM, Alan Hiu-Fung; LIAO, Wei-Hsin. Semi-active control of automotive suspension systems with magneto-rheological dampers. **International Journal of Vehicle Design**, v. 33, n. 1-3, p. 50-75, 2003.

LI, Cheng; ZHAO, Qiang. Fuzzy control of vehicle semi-active suspension with MR damper. In: **2010 WASE international conference on information engineering**. IEEE, p. 426-429. 2010.

LIMA, A. S. **Identificação experimental de um sistema magneto-reológico**. Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia. Rio de Janeiro. 2011.

MAJDOUB, K.; GIRI, F.; CHAOUI, F. Z.. Backstepping adaptive control of quarter-vehicle semi-active suspension with Dahl MR damper model. **IFAC Proceedings Volumes**, v. 46, n. 11, p. 558-563, 2013.

METERED, H. Application of nonparametric magnetorheological damper model in vehicle semi-active suspension system. **SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems**, v. 5, n. 2012-01-0977, p. 715-726, 2012.

MILANI MARTINS, S. A. **Modelos Autoregressivos para representação de sistemas com histerese**. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Minas Gerais. Belo Horizonte , p. 130. 2016.

NETO, Adão de Melo. **Lógica Fuzzy**. Notas de Aula. Disponível em: <<https://www.ime.usp.br/~adao/LOGICAFUZZY2017F.pdf>>. Acessado em: 09 de Junho de 2020.

OLIVEIRA, K. F. **Controlo semi-ativo da suspensão de um veículo automóvel**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Industrial - Escola Superior de Tecnologia e Gestão Insitudo Politécnico de Bragança. Bragança, p. 106. 2015.

OLIVEIRA, Kellie F.; CÉSAR, Manuel Braz; GONÇALVES, José. Fuzzy based control of a vehicle suspension system using a MR damper. In: **CONTROLO 2016**. Springer, Cham, p. 571-581. 2017.

PADTHE, Ashwani K.; OH, JinHyoun; BERNSTEIN, Dennis S. On the LuGre model and friction-induced hysteresis. In: **2006 American Control Conference**. IEEE, p. 6 pp. 2006.

PAL, Saibal K.; RAI, C. S.; SINGH, Amrit Pal. Comparative study of firefly algorithm and particle swarm optimization for noisy non-linear optimization problems. **International Journal of intelligent systems and applications**, v. 4, n. 10, p. 50, 2012.

PANG, Hui; ZHANG, Xu; XU, Zeren. Adaptive backstepping-based tracking control design for nonlinear active suspension system with parameter uncertainties and safety constraints. **ISA transactions**, v. 88, p. 23-36, 2019.

PASCHOAL, E. F. **Controle semi-ativo de vibrações usando lógica nebulosa e fluido magnetoreológico**. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual Paulista (UNESP), 2011.

PASSINO, Kevin M.; YURKOVICH, Stephen. **Fuzzy control**. Menlo Park, CA: Addison-wesley, 1998.

PICADO, R. M. **Controle Semi-Ativo de Suspensões Automotivas**. Dissertação de Mestrado - Universidade Estadual de Campinas. Campinas. 1998.

POUSSOT-VASSAL, Charles et al. A methodology for optimal semi-active suspension systems performance evaluation. In: **49th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)**. IEEE, p. 2892-2897. 2010.

QAZI, Abroon Jamal et al. Performance analysis of a semiactive suspension system with particle swarm optimization and fuzzy logic control. **The Scientific World Journal**, v. 2014, 2014.

RAUH, Jochen. Virtual development of ride and handling characteristics for advanced passenger cars. **Vehicle System Dynamics**, v. 40, n. 1-3, p. 135-155, 2003.

SAVARESI, Sergio M. et al. **Semi-active suspension control design for vehicles**. Elsevier, 2010.

SERAPIÃO, A. B.; ROCHA, RAQUEL K. Algoritmos de otimização bioinspirados baseados em populações para o problema de despacho econômico de carga. In: **Anais do XIX Congresso Brasileiro de Automática**. 2012.

SILVEIRA, Tiago; OLIVEIRA, H. C.; SILVA, L. E. Controle de inércia para fuga de mínimos locais de funções não-lineares na otimização por enxame de partículas. **ENCONTRO NACIONAL DE INTELIGÊNCIA ARTIFICIAL (ENIA'09), VII, Bento Gonçalves**, p. 739-748, 2009.

SLEIMAN, Hussein. **Systèmes de suspension semi-active à base de fluide magnétorhéologique pour l'automobile**. 2010. Tese de Doutorado.

SONG, Junho; DER KIUREGHIAN, Armen. Generalized Bouc–Wen model for highly asymmetric hysteresis. **Journal of engineering mechanics**, v. 132, n. 6, p. 610-618, 2006.

SPENCER, B. F. et al. Phenomenological model for magnetorheological dampers. **Journal of engineering mechanics**, v. 123, n. 3, p. 230-238, 1997.

TUSSET, M. **Controle ótimo aplicado em modelo de suspensão veicular não-linear controlada através de amortecedor magneto-reológico**. Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 181. 2008.

VANNUCCI, S. N. Variable damping suspension with electronic control. In: **XXIV FISITA CONGRESS, 7-11 JUNE 1992, LONDON. HELD AT THE AUTOMOTIVE TECHNOLOGY SERVICING SOCIETY. TECHNICAL PAPERS. SAFETY, THE VEHICLE AND THE ROAD. VOLUME 2 (IMECHE NO C389/197 AND FISITA NO 925225)**. 1992.

WANG, X.. Semi-active adaptive optimal control of vehicle suspension with a magnetorheological damper based on policy iteration. **Journal of Intelligent Material Systems and Structures**, v. 29, n. 2, p. 255-264, 2018.

WEN, Yi-Kwei. Method for random vibration of hysteretic systems. **Journal of the engineering mechanics division**, v. 102, n. 2, p. 249-263, 1976.

XUE, X. D. et al. Study of art of automotive active suspensions. In: **2011 4th International Conference on Power Electronics Systems and Applications**. IEEE, p. 1-7. 2011.

YANG, Xin-She. Firefly algorithms for multimodal optimization. In: **International symposium on stochastic algorithms**. Springer, Berlin, Heidelberg, p. 169-178. 2009.

YAO, G. Z. et al. MR damper and its application for semi-active control of vehicle suspension system. **Mechatronics**, v. 12, n. 7, p. 963-973, 2002.

## APÊNDICE A – Otimização por enxame de partículas

```

clc;
clear;
AMRBWM % Parâmetros do amortecedor MR
parametrosbaja %Parâmetros do modelo de suspensão de meio
carro
open('halfssfuzzyCT.slx'); % abre o modelo do controlador
Fuzzy no SIMULINK.

global g10 % Variável dos Ganhos

% Parâmetros PSO
numVar=6;
numInd=30;
numIter=30;
w=1;
c1=2;
c2=2;
xmin=0;
xmax=10;

%% Inicialização da População

init.p=[];
init.c=[];
init.v=[];
ind= repmat (init,numInd, 1);

for i=1:numInd
    ind(i).p=xmin+rand(1,numVar).*(xmax-xmin);
    g10=ind(i).p;
    ind(i).c=problemfunc(ind(i).p); % Função Objetivo
    ind(i).v=0;
end
pbest=ind;

[valor,index]=min([ind.c]); % Ordenar as partículas
minimizando o custo
gbest=ind(index);

%% looping principal
best=zeros(numIter,1);

for iter=1:numIter

    for l=1:numInd
        ind(l).v=w*ind(l).v+c1*rand(1,numVar).*(pbest(l).p-
ind(l).p)+c2*rand(1,numVar).*(gbest(l).p-ind(l).p);

```

```

ind(1).p=min(max(ind(1).p+ind(1).v,xmin),xmax);
g10=ind(1).p;
ind(1).c=problemfunc(ind(1).p);
if ind(1).c< pbest(1).c
    pbest(1) = ind(1);

    if pbest(1).c< gbest(1).c
        gbest(1) = pbest(1);
    end
end

end

best(iter)=gbest.c;
for i = 1:numVar
    tempX(iter,i) = gbest.p(i);

end

disp([' Interação= ', num2str(iter) ' BEST=
',num2str(gbest.c)])
end
%% Plotagem dos Graficos

%Plotagem dos Ganhos da Suspensão Dianteira em Função das
Iterações
for i=1:3
    figure(1)
    subplot(3,1,i);
    plot(tempX(1:iter,i));
    hold on
end

%Plotagem dos Ganhos da Suspensão Traseira em Função das
Iterações
for i=1:3
    figure(2)
    subplot(3,1,i);
    plot(tempX(1:iter,i+3));
    hold on
end

%Plotagem do MSE em Função das Iterações
figure(3)
hold on
plot(1:iter,best(1:iter))

```

## APÊNDICE B – Algoritmo Vagalume

```

clc;
clear;
clear all;
AMRBWM % Parâmetros do amortecedor MR
parametrosbaja %Parâmetros do modelo de suspensão de meio
carro
open('halfssfuzzyCT.slx'); % abre o modelo do controlador
Fuzzy no SIMULINK.

% Parâmetros FA
func = @problefunc; % Função Objetivo
varsize = [1 6];
global g10;
itermax = 30;
npop = 10;
gamma = 1;
b0 = .8;
alpha = .3;
xmin=0;
xmax=10;

%% Inicialização da População
globest.cost = inf;
init.loc = [];
init.cost = [];
ff = repmat(init, npop, 1);

for i = 1:npop
    ff(i).loc = xmin+rand(1,6).*(xmax-xmin);
    g10=ff(i).loc;
    ff(i).cost = func(ff(i).loc);

    if ff(i).cost < globest.cost
        globest = ff(i);
    end
end

%% looping principal
for iter = 1:itermax

    for i = 1:npop
        newff(i).cost = inf;
        for j = 1:npop

            if ff(j).cost > ff(i).cost
                distance = norm (ff(i).loc - ff(j).loc);

```

```

        new.loc = min(max(ff(i).loc + b0*exp(-
gamma*distance.^2).*(ff(j).loc-ff(i).loc) + alpha*8*unifrnd(-
1,1, varsize),xmin),xmax);
        g10=new.loc;
        new.cost = func(new.loc);
        if new.cost < newff(i).cost
            newff(i).loc = new.loc;
            newff(i).cost = new.cost;

            if newff(i).cost < globest.cost
                globest = newff(i);

            end
        end
    end
end

% Escolha o primeiro npop dos melhores vaga-lumes
ff=[ff ; newff'];
[~, order]=sort([ff.cost]);
ff=ff(order);
ff=ff(1:npop);

best(iter) = globest.cost;
for i = 1:6
    tempX(iter,i) = globest.loc(i);
end
outmsg=['Interação# ',num2str(iter) ' gbest#
',num2str(globest.cost) ]
end
%% Plotagem dos Graficos
%Plotagem dos Ganhos da Suspensão Dianteira em Função das
Iterações
for i=1:3
    figure(1)
    subplot(3,1,i);
    plot(tempX(1:iter,i));
    hold on
end
%Plotagem dos Ganhos da Suspensão Traseira em Função das
Iterações
for i=1:3
    figure(2)
    subplot(3,1,i);
    plot(tempX(1:iter,i+3));
    hold on
end
%Plotagem do MSE em Função das Iterações
figure(3)
plot(1:iter,best(1:iter))

```